

MISKOLCI EGYETEM



GÉPÉSZMÉRNÖKI ÉS INFORMATIKAI KAR

HŐCSERÉLŐ SZERKEZETEK OPTIMÁLIS TERVEZÉSE

PhD értekezés

KÉSZÍTETTE:

Petrik Máté

okleveles gépészmérnök

SÁLYI ISTVÁN GÉPÉSZETI TUDOMÁNYOK DOKTORI ISKOLA
GÉPÉSZETI ALAPTUDOMÁNYOK TÉMATERÜLET
TRANSPORTFOLYAMATOK ÉS GÉPEIK TÉMACSOPORT

DOKTORI ISKOLA VEZETŐ:

Vadászné Prof. Dr. Bognár Gabriella

az MTA doktora

TÉMACSOPORT VEZETŐ:

Prof. Dr. Czibere Tibor

az MTA rendes tagja

TÉMAVEZETŐ:

Prof. Dr. Jármái Károly

egyetemi tanár

TÁRS-TÉMAVEZETŐ:

Dr. Szepesi L. Gábor

egyetemi docens

Miskolc, 2021.

Tartalomjegyzék

Jelölésjegyzék, indexek	viii
1. Bevezetés, célkitűzések	1
1.1. Bevezetés	1
1.2. Célkitűzések	4
2. Tudományos előzmények	5
2.1. Hőcserélő alaptípusok	5
2.1.1. Közegek érintkezésén alapuló csoportosítás	5
2.1.2. Fázisváltozás alapján történő csoportosítás	7
2.1.3. A közegek egymáshoz képest való mozgásának alapján történő csoportosítás	8
2.1.4. Szerkezeti kialakítás szerinti csoportosítás	9
2.2. Hőcserélő szerkezetek művelettani számítása	10
2.2.1. Modellalkotás, hasonlósági kritériumok	10
2.2.2. Logaritmikus hőmérséklet-különbség módszer	13
2.2.3. Hatékonyság modell	20
2.2.4. Szerkezeti anyagok	20
2.3. Numerikus szimulációk háttere	21
2.3.1. $k-\varepsilon$ turbulencia modell	22
2.3.2. $k-\omega$ turbulencia modell	23
3. Cső a csőben hőcserélők	24
3.1. Cső a csőben hőcserélők irodalmi áttekintése	24
3.2. Cső a csőben hőcserélők optimalálása	29
4. Csőköteges hőcserélők	34
4.1. Terelőlemezek hatása	35
4.2. Csőszámok meghatározása	41
4.3. Terelőlemezek hatásának vizsgálata a hőátadási tényezőre	47
5. Bordácsöves hőcserélők	53
5.1. Mérőberendezés	55
5.2. Hajtúcsövön lévő körbordák vizsgálata	56
5.2.1. Mérés	56
5.2.2. Numerikus szimuláció	59
5.2.3. Analitikai számítás	62
5.2.4. Hőmérséklet-különbség szerepe	66
5.3. Modellelés porózus térfogattal	67
5.3.1. Alapgondolat	67

5.3.2. Hálózás és eredmények	69
5.4. Autóhűtő radiátoron végzett vizsgálatok	71
5.5. Autóhűtők optimálhatósága	76
6. Acélszerkezet optimálása	78
6.1. Nyomott rudak optimálása	79
6.1.1. Mechanikai modell	79
6.1.2. Az optimáláshoz szükséges paraméterek	81
6.1.3. Nyomott I-szelvények optimálása	83
6.1.4. Nyomott szekrényszelvények optimálása	86
6.2. Nyomott és hajlított rudak optimálása	88
Új tudományos eredmények	92
Összefoglalás	94
Fejlesztési lehetőségek	96
Irodalomjegyzék	97
A disszertációhoz kapcsolódó publikációk	102
A melléklet	105
Az anyagjellemzők hőmérsékletfüggése	105
B melléklet	107

Ábrák jegyzéke

1.1. A választott területtel kapcsolatos megjelent publikációk	2
2.1. Forrás során kialakuló hőáramsűrűség (normál légköri nyomáson, vízre)	8
2.2. Hőmérséklet-lefutási görbék	12
2.3. A hőmérséklet-lefutási görbék egyenáram esetén	14
2.4. Módosító tényező egyjáratú köpeny esetén	16
2.5. Módosító tényező többjáratú köpeny esetén	16
2.6. Hőáramkör bemutatása, hőellenállások értelmezése	18
2.7. Hőáramok összehasonlítása sík- és hengeres falra; belső átmérő vonatkoztatási felülettel	19
2.8. Hőáramok összehasonlítása sík- és hengeres falra; középátmérő vonatkoztatási felülettel	20
3.1. Cső a csőben hőcserélő sematikus ábrája	24
3.2. A vizsgált turbulenciafokozó tárcsák	26
3.3. Turbulenciafokozó kúpos tárcsák	27
3.4. Spirál alakú terelő a köpenytérben	28
3.5. Példa csavart belső csőre	28
4.1. Csőköteges hőcserélő sematikus ábrája	34
4.2. Szegmens típusú terelőlemezek	36
4.3. Háromszögszegmens (virágszirom) alakú terelőlemezek	37
4.4. Kör-körgyűrű típusú terelőlemezek	37
4.5. Csőköteges hőcserélő köpenyterében fellépő nyomásvesztések	38
4.6. Hőátadási tényező és nyomásvesztés számításához használt modellek, állandó terelőlemez távolsággal	39
4.7. Hélikus terelőlemez axonometrikus (bal) és oldalnézeti (jobb) képe	41
4.8. Létra típusú terelőlemez axonometrikus (bal) és oldalnézeti (jobb) képe	41
4.9. Háromszög csőosztások (bal:60°, jobb:30°)	43
4.10. Háromszög csőosztások (bal:90°, jobb:45°)	43
4.11. Vázlat a csőszámszámításhoz	44
4.12. Csőosztás hatása a csőszámra	45
4.13. A készített program folyamatábrája	46
4.14. Geometriai jellemzők $D=200\text{mm}$, $d=20\text{mm}$, $L=4\text{m}$, $n_b=5\text{db}$ és 30% nyitottság esetén, háromszögosztásnál	47
4.15. Geometriai jellemzők $D=200\text{mm}$, $d=20\text{mm}$, $L=4\text{m}$, $n_b=5\text{db}$ és 30% nyitottság esetén, négyszögosztásnál	47
4.16. A szimulációhoz készített geometriai modell	48
4.17. A vizsgált terelőlemezek	48

4.18. Az alkalmazott háló részlete	49
4.19. Az ID4 eset hőmérséklet-eloszlása az xz-síkban	50
4.20. A terelőlemezek járulékos költségei (bal: tömeg és jobb: vágási hossz)	52
5.1. A mérésekhez épített berendezés	56
5.2. A körbordával szerelt hajtúcsó	56
5.3. A vizsgált elrendezések	58
5.4. A mérések eredményei	59
5.5. A vizsgált hőcserélő	60
5.6. A valós borda geometria	60
5.7. A numerikus szimulációkhoz használt modell	61
5.8. A bordahatásfok grafikus meghatározása	62
5.9. Az eredmények összehasonlítása	66
5.10. Valódi bordákként modellezett bordás cső	68
5.11. A vizsgált bordás cső geometriai méretei	68
5.12. A vizsgált geometriai modellek; bal: valódi bordák, jobb: porózus térfogat	69
5.13. Valódi bordákként modellezett bordás cső	70
5.14. Porózus térfogatként modellezett bordás cső	70
5.15. Porózus térfogatként modellezett bordás cső, hálósűrítéssel	71
5.16. A mérési összeállítás (bal) és a radiátor fő méretei (jobb)	72
5.17. A radiátor befoglaló méretei a légsebességmérés területeivel	73
5.18. A radiátor csőosztása	74
5.19. A bordák számának hatása a hőteljesítményre és a teljesítmény /tömeg arányra; bal: $\varnothing 6 \times 1$ mm cső, jobb: $\varnothing 8 \times 1$ mm cső	76
5.20. A teljesítmény-tömeg arány maximum értéke	77
5.21. A borda szélesség hatása az optimumpontra	77
6.1. Szekrény- és I-szelvény geometriai méretei	78
6.2. Nyomott rúd mechanikai modellje	79
6.3. Optimális keresztmetszet területek a nyomóerő függvényében, I-szelvényre (szel- vényhossz 4 m, folyáshatár 460 MPa)	84
6.4. Optimális keresztmetszet területek a nyomóerő függvényében, I-szelvényre (szel- vényhossz 6 m, folyáshatár 460 MPa)	84
6.5. Optimális keresztmetszet területek a folyáshatár függvényében, I-szelvényre (szel- vényhossz 10 m, nyomóerő 1500 kN)	85
6.6. Optimális keresztmetszet területek a szelvényhossz függvényében, I-szelvényre (fo- lyáshatár 235 MPa, nyomóerő 850 kN)	86
6.7. Optimális keresztmetszet területek a nyomóerő függvényében, szekrényszelvényre (szelvényhossz 4 m, folyáshatár 460 MPa)	86
6.8. Optimális keresztmetszet területek a nyomóerő függvényében, szekrényszelvényre (szelvényhossz 6 m, folyáshatár 460 MPa)	87
6.9. Optimális keresztmetszet területek a folyáshatár függvényében, szekrényszelvény- re (szelvényhossz 10 m, nyomóerő 1500 kN)	88
6.10. Az alkalmazott mechanikai modell	88
6.11. Optimális keresztmetszet területek a koncentrált erő függvényében, I- és szekrény- szelvényre, EC3 szerint (nyomóerő 25 kN, iránytényező 0,3, szelvényhossz 4 m)	89
6.12. Optimális keresztmetszet területek a szelvényhossz függvényében, I- és szekrény- szelvényre, EC3 szerint (nyomóerő 25 kN, koncentrált erő 30 kN, iránytényező 0,3) . .	90

6.13. Optimális keresztmetszet területek az iránytényező függvényében, I- és szekrény-
szelvényre, EC3 szerint (nyomóerő 25 kN, koncentrált erő 30 kN, szelvényhossz 4
m) 91

Táblázatok jegyzéke

2.1. Fontosabb szerkezeti anyagok hővezetési tényezője	5
2.2. Fontosabb polimerek hővezetési tényezője	6
2.3. A leggyakrabban használt hőcserélő típusok összefoglaló táblázata	7
3.1. Kúpos terelők következtében kialakult Nu-számok értéke	27
3.2. SUMT módszerrel optimált eredmények	32
3.3. GRG módszerrel optimált eredmények	33
3.4. Feltételek teljesülése	33
4.1. Numerikus szimulációval vizsgált csőköteges hőcserélő geometriai méretei	48
4.2. A vizsgált esetek azonosítása	49
4.3. A jellemző sebességek	50
4.4. A hőteljesítmények értékei	51
5.1. A vizsgált hőcserélő hőátadó felületei	58
5.2. A mérési és numerikus szimulációk eredményeinek összehasonlítása	61
5.3. A számított és mért eredmények összehasonlítása	63
5.4. Számított és mért eredmények összehasonlítása a Schmidt-módszerrel	64
5.5. A mért és számított eredmények összehasonlítása a módosított összefüggéssel	65
5.6. A számított és mért eredmények összehasonlítása	65
5.7. A mért és számított eredmények összehasonlítása a módosított összefüggéssel	66
5.8. A vizsgált hőcserélő hőátadó felületei	69
5.9. A vizsgált hőcserélő hőátadó felületei	72
5.10. Légsebesség mérése a bevezető csatornában	73
5.11. A vizsgált hőcserélő hőátadó felületei	73
5.12. A mérési eredmények összehasonlítása a számított eredményekkel, illetve az általán javasolt összefüggéssel	75
A1. A víz hőmérsékletfüggő anyagjellemzőihez használt összefüggések	105
A2. Az etil-alkohol hőmérsékletfüggő anyagjellemzőihez használt összefüggések	105
A3. A levegő hőmérsékletfüggő anyagjellemzőihez használt összefüggések	106
B1. A pozícióban mért hőmérsékletek	107
B2. B pozícióban mért hőmérsékletek	107
B3. C pozícióban mért hőmérsékletek	108
B4. Az autóhűtő radiátoron mért hőmérsékletek	108

Jelölésjegyzék, indexek

Latin betűvel jelöltek:

a	hődiffúziós tényező	m^2/s
c	fajlagos költségtényező	$\$/\text{kg}, \$/\text{m}$
c_p	állandó nyomáson vett fajhő	$\text{J}/(\text{kgK})$
d, D	átmérők	m
f	súrlódási tényező	-
f_d	megengedett feszültség	MPa
g	nehézségi gyorsulás	m/s^2
h	fajlagos entalpia	J/kg
h'	terelőlemez nyitottsághoz tartozó geometria	m
k	hőátviteli tényező	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$
l, L	hosszúságok	m
\dot{m}	tömegáram	kg/s
n, N	darabszám	db
p	nyomás	Pa
\dot{q}	hőáram-sűrűség	W/m^2
r	párolgáshő	J/kg
s	falvastagság	m
t	csőosztás	m
v	sebesség	m/s
x, y, z	koordináták	-
A	felület	m^2
C	költség	$\$$
F	hőmérséklet korrekciós faktor	-
H, W	borda geometriai méretek	m
Q	hőmennyiség	J
\dot{Q}	hőáram	W
R	hőellenállás	$^\circ\text{C}/\text{W}$
T	hőmérséklet	$^\circ\text{C}$
\dot{V}	térfogatáram	m^3/s
X	dimenziótlán falvastagság	-

Görög betűvel jelöltek:

α	hőátadási tényező	W/m ² K
β	köbös hőtágulási tényező	1/°C
γ	terhelési szögtényező	-
η	dinamikai viszkozitás	Pa·s
λ	hővezetési tényező	W/(mK)
ν	kinematikai viszkozitás	m ² /s
ρ	sűrűség	kg/m ³

Indexek:

h	meleg közeg
c	hideg közeg
i	belső oldal
e	külső oldal
1	belépési pont
2	kilépési pont
t	fal

Hasonlósági kritériumok:

Gr	Grasshof szám
Nu	Nusselt szám
Pe	Péclet szám
Pr	Prandtl szám
Ra	Rayleigh szám
Re	Reynolds szám

Rövidítések:

CFD	Numerikus áramlástani szimuláció
LMTD	Logaritmikus hőmérséklet-különbség
NTU	Átviteli egységek száma
VEM	Végeselemes módszer

1 | Bevezetés, célkitűzések

1.1 Bevezetés

A hőcserélő szerkezetek nélkül a mai modern életszínvonalunk gyakorlatilag nem lenne fenntartható, mivel az élet minden területén, sokszor akár láthatatlanul is jelen vannak. Gondolhatunk ilyenkor a vezetékekben folyó elektromos áramra (az erőművekben található forralók), a használati berendezéseinkre, mint például elektromos készülékek burkolatára, bútorok kárpitjára, párnázatokra, csomagolóanyagokra (vegyipari üzemekben található technológiai hőcserélők), lakásaink fűtő- és hűtőberendezéseire (radiátorok, légkondicionálók), feldolgozott élelmiszereinkre (szárított, sűrített élelmiszerek, alkoholos italok) vagy akár a közlekedésre (gépjárművek motorját hűtő hőcserélők) is. A felsorolás kiegészíthető azokkal a berendezésekkel, amelyek az egyébként hulladékként keletkező energiák felhasználására szolgálnak, növelve a teljes üzem energetikai hatékonyságát.

Az adott feladat ellátását szolgáló hőcserélő berendezés kiválasztására nincsenek szigorú szabályok, gyakorlatilag mindent a külső körülmények fognak befolyásolni. Szinte elengedhetetlen a rendszerben való gondolkodás, mert szinte kivétel nélkül nem önmagukban fognak működni. Egy technológiába épített több berendezés esetén a közeg tömegáramát állandónak kell tekinteni, ehhez szükséges a geometriai méreteket meghatározni.

A berendezések méretezésére vonatkozóan azonban nem szabad megállni pusztán a hőtechnikai viszonyok vizsgálatánál. A berendezések megépítésénél és az alátámasztó szerkezet tervezésénél a legfontosabb paraméter a készülék tömege lesz. A berendezések köpenye nem fog részt venni a hőcserében, hőtechnikai szempontból irreleváns adat lesz. Szilárdsági szempontból viszont ez lesz a legfontosabb geometriai jellemző. Ez a falvastagság a kazánformulával határozható meg, mely szerint az átmérővel és a nyomással egyenes, az acél mechanikai tulajdonságaival fordított arányosságban van. Kis nyomások és átmérők esetén akár rendkívül kis falvastagságok is adódhatnak, viszont a gyakorlatban 6 mm-nél kisebb lemezből nem szokás nyomástartó berendezést készíteni. Az optimálás elvégzése során ez egy szigorú feltétel lesz, jelentősen befolyásolja majd az optimális méreteket.

Az optimálás során az előzőhöz hasonlóan több olyan geometriai korlátot kell használni, melyek az üzemeltetéssel és megépítéssel kapcsolatosak. Néhány példa ezekre:

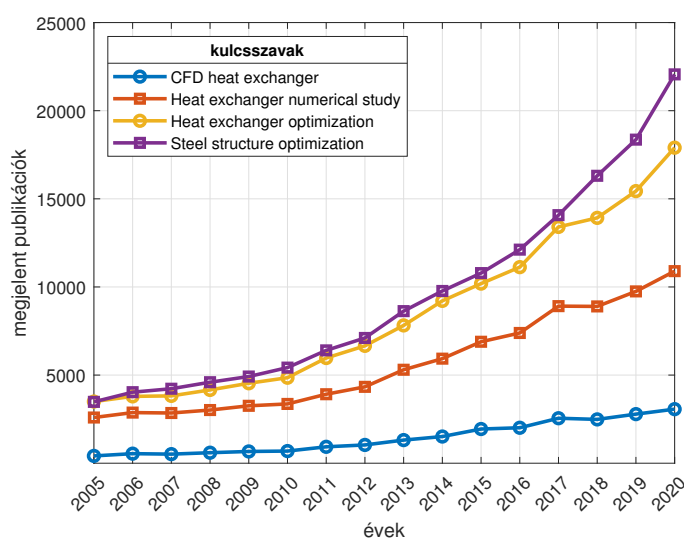
- A bordáscsőves hőcserélők egy részét leszámítva mindegyik hengersizmetrikus konstrukció lesz. Ebből a szempontból nem célszerű készíteni rövid, nagy átmérőjű berendezéseket, a hosszúság/átmérő arányuk (L/D) 1-1,5-nél legyen nagyobb. Nagyobb átmérőnél nagyobb lesz a falvastagság; nagyobb lesz az áramlási keresztmetszet, ami hatására csökken az áramlási sebesség, ezzel arányosan csökken a hőátadási tényező. Megnö a csőköteggel tömege, és sokkal több cső hegesztését kell elvégezni. A hengerlés következtében lehet, hogy több axiális irányú varratot kell kiképezni, melyek a készülék szempontjából a legveszélyesebbek.
- A túlságosan karcsú készülékek tervezését is kerülni kell. Szilárdsági szempontból sokkal kedvezőbbek lehetnek (például a köpeny készíthető varratmentes cső alapanyagból, így el-

kerülve a hegesztés alkalmazását), viszont alátámasztási szempontból kell körültekintőbben eljárunk. Ha két nyereggel vannak alátámasztva, behorpadhatnak az önsúly és töltetsúly következtében, amit több nyereggel elkerülhetünk, de akkor ezeknek lesz plusz költsége. Áramlás- és hőtechnikai szempontból is hátrányos a használatuk. A kis átmérő miatt kicsi lesz az áramlási keresztmetszet, így megnő az áramlási sebesség. Ez egy bizonyos értékig növeli a hőátadási tényező nagyságát, viszont jelentősen lecsökkenti a tartózkodási időt. A kis keresztmetszetbe kevés számú csövet tudunk elhelyezni, a hőátadó felület növelésére egyetlen módunk a hossz növelése. Ezek együttesen rendkívül nagy nyomásesést fognak létrehozni, mely az üzemeltetési költségeket fogja megnövelni.

- A nem megfelelő szerkezet megválasztása üzemeltetési és karbantartási problémákat okozhat.

Nem szabad megfélekedni a hőtechnikai számításoknál az anyagjellemzők hőmérsékletfüggéséről sem. Hajtóerő szempontjából egy olyan hőcserélő, melyben a meleg közeg 80°C-ról 60°C-ra hűl miközben a hideg közeg 30°C-ról 40°C-ra melegszik nem különbözik attól, amelyben 60°C-ról 40°C-ra hűl, míg a másik 10°C-ról 20°C-ra változik, ha ellenáramot feltételezünk. Azonban a hőtechnikai számításokhoz szükséges anyagjellemzők a közegek közepes hőmérsékletén változnak, így a hőátviteli tényezőt kis mértékben befolyásolni lehet. Ezeknek a hőmérséklet-értékeknek az optimalizálása azonban nem célszerű. Ahogy említettem, ezek a hőcserélők rendszerben üzemelnek, a segédenergiákat más üzemszervekből kapják. Ha ilyen szempontok alapján optimalnánk a berendezés üzemi paramétereit, akkor nagy valószínűséggel az optimális hőmérséklet eléréséhez egy másik hőcserélőt kellene beépíteni, ami jelentősen megnövelné a költségeket.

Az informatikai háttérnek köszönhetően manapság elengedhetetlen a numerikus áramlási szimuláció (CFD, az angol Computational Fluid Dynamics rövidítéséből) használata a folyamatok vizsgálata során, melyek eredményeit a fizikai folyamatok méréséből származó eredményével hasonlítunk össze. A modellezés meggyorsítja és gazdaságossá teszi az innovatív tervezés és optimalizálás folyamatát. Egy próbatesten végzett mérés a vizsgált eszköz valós viselkedését reprezentálja. A mért eredmények és egy valóságot tükröző geometriai modell segítségével meghatározhatók a CFD szimuláció paramétereit (elemméret, peremfeltételek, alkalmazott turbulenciamodel, a hálósűrítési pozíciói), mely eredményeket kezelhetünk valós eredményekként.



1.1. ábra. A választott területtel kapcsolatos megjelent publikációk

A 1.1. ábrán a témaválasztásom okát szeretném magyarázni. A *sciencedirect.com* adatbázisban végeztem keresést azokkal a kulcsszavakkal, melyek a doktori kutatásom alapjait képezi (hőcselőlő, acélszerkezet, numerikus analízis, optimalás). A grafikonból egyértelműen látszik, hogy az elmúlt 15 évben a megjelent publikációk száma megtöbbszöröződött. Ebből alapvetően két következtetést vonhatunk le:

- A számítástechnikai háttér fejlődésével a numerikus szimulációk és az optimalási módszerek hatékonysága, megbízhatósága folyamatosan javul. Képesek vagyunk sokkal komplexebb áramlási terek vizsgálatát elvégezni, vagy sokkal több változót figyelembe véve optimalási algoritmust kifejleszteni.
- Ezeknek köszönhetően a régi mérnöki gyakorlat, a nem határállapotra történő méretezés, a jelentős ráhagyásokkal történő gyártás eltűnik a jelenlegi módszerek közül.

A második ponthoz szeretnék egy kis magyarázatot tenni. Mind a vegyiparban alkalmazott berendezések, mind az acélszerkezetek tématerületét szem előtt tartva ki lehet jelenteni, hogy nagyobb falvastagság/lemezvastagság nem jelent nagyobb biztonságot a vizsgált berendezésre nézve. Természetesen az alapterhelések viszonylatában (nyomás, nyomóerő) nézve ez a megállapítás helyes. De gondoljunk például egy rektifikáló kolonnára, melyek sokszor 60-80 m-es magasságot is elérnek. Egy ilyen esetben 6mm-ről 8mm-re emelve a falvastagságot a készülék tömege 8 tonnával nő meg, ami az alátámasztásra, az emeléstechikára nézve is óriási plusz terhelést jelent. Hasonló a helyzet az acélszerkezetet felépítő gerendák esetén is. A keresztmetszet növelésével a gerenda terhelhetősége növekszik, viszont az öntömeg miatt a hasznos terhelhetőség csökken, plusz a gerenda közepe is sokkal nagyobb mértékben fog lehajlani. Emiatt kezdték alkalmazni a rácsos tartókat, melyek terhelhetősége sokkal jobb lesz (azonos terheléshez sokkal kisebb öntömeg adódik). Itt a tartót felépítő lemezek globális kihajlása és lokális lemezhorpadása fogja a határt jelenteni (mellyel a disszertációm 6. fejezetében foglalkozom).

Ugyanide tartoznak az alapanyagok fenntarthatóságára és az energiafelhasználásra szolgáló kötöttségek. Az Európai Unió új energiapolitikájának egyik pontja szerint az energiafelhasználást 32,5%-kal csökkenteni kell. Az ipar az egyik legnagyobb energiafogyasztó, a közeljövőben hatványozott szerepe lesz minden ilyen intézkedésnek. Vegyük alapul az előző példát. Két nagyobb vastagságú lemez összehegesztéséhez több bevitt energiára van szükség, ami maradó feszültségeket hoz létre az alapanyagban, amit a méretezés során nem hagyhatunk figyelmen kívül. A nagyobb vastagságú lemezek hengerítéséhez, mozgatásához, hőkezeléséhez stb. is több energiára van szükség.

Ezek az acélszerkezetek minden gyár, üzem alapvető részét képezik, gyakorlatilag azok csontvázát jelentik. A beruházás során, az építkezés kezdetén nagyon erőforrás-igényes ennek a szerkezetnek a beépítése. Az üzemhez készített tervek során gyakorlatilag már egy optimalási folyamat zajlik; elvi korlátja nem lenne annak, hogy ezeket az üzemeket jelentősebb acélszerkezet nélkül, vertikális építési móddal építsék meg, valamint annak sem, hogy nagyon magas épületekben történjen a termelés. A vertikális építési módnak a hátrányai közé tartozik az, hogy nagyon nagy területre lenne szükség, ami a mezőgazdasági területek méretének csökkenését okozná, valamint a közegek áramlását nem tudnánk gravitációs módon megvalósítani, így sokkal több szivattyúra lenne szükség, amely az üzem energiafogyasztását növelné meg túlságosan (ami folyamatos kiadást jelent). A nagyon magas vázszerkezeteknél nagyon nagy szelvénykereszt-metszetekre lenne szükség, egyrészt a szerkezet öntömegének következtében, másrészt a rajta elhelyezett készülékek tömege miatt. Egyik szélsőséges esetben sem elhanyagolható a kezelőszemélyzet beavatkozásának ideje sem, mely egyik esetben sem ideális.

Természetesen ahogy minden ipari környezetben, úgy ezen vegyipari üzemek esetén is bármilyen tervezési folyamat szabványok alapján történik, melyek gyakorlatilag összekötik az alkalmazott fizikai, mechanikai és matematikai gyakorlatokat a hatósági szabályoknak való megfeleléssel.

Ezek alapján az is kimondható, hogy a legtöbb alkalmazási területre több szabvány is elérhető, melyek különböző alapokat figyelembe véve, más-más biztonsági tényezőket alkalmaznak. Az acélszerkezetre vonatkozóan négy számítási metódus alapján szeretném a következtetéseimet levonni.

1.2 Célkitűzések

A bevezetésben leírtak alapján látható, hogy egy rosszul kiválasztott berendezés, rosszul meghatározott geometria a felhasználó számára gazdaságtalan működtetést eredményezhet. Kutatásaim során a berendezések kiválasztási procedúráját, a kialakuló hőátadási viszonyok legpontosabb számítási modelljének meghatározását tűztem ki célul.

1. Cső a csőben, csőköteges és bordáscsöves hőcserélő konstrukciók esetén optimálási eljárást kidolgozni, amelyek a legkisebb üzemelési vagy anyagköltséggel rendelkeznek, de a tervezett hőteljesítmény leadására alkalmasak.
2. Bordáscsöves és rácsos bordás hőcserélő típusok esetén tapasztalati Nu-szám összefüggéseket meghatározni, mely összefüggések a specifikusan vizsgált típusra pontosabban alkalmazhatók a szakirodalomban található összefüggéseknél és a mért eredményekkel összehangban vannak.
3. A vegyipari üzemek vázát alkotó acélszerkezetek nyomásnak, illetve nyomásnak és hajlításnak kitett rúdelemeivel kapcsolatban optimális méretezési eljárást szeretnék kidolgozni, melyek eredményeiből levont következtetéseket a hegesztett szerkezet tervező mérnökök tudnak felhasználni a tervezési folyamat során.

2 | Tudományos előzmények

2.1 Hőcserélő alaptípusok

A hőcserélő készülékek a vegyipari gépészet talán legszélesebb körben ismert berendezései, melyet a gépészet, épületgépészet, energetika területén széles körben alkalmaznak. Működési elvük rendkívül egyszerű: a hőcserélőbe belépő nagyobb entalpiájú közeg entalpiájának egy bizonyos részét átadja a szerkezetbe belépő, kisebb entalpiájú közegnek. Annak függvényében, hogy ez az energiaátadás hogyan történik meg, rendkívül sok hőcserélő alaptípus különböztethető meg.

A klasszikus értelemben vett hőcserélő berendezések az Isaac Newton által 1701-ben felfedezett hűlési törvény után alakultak ki.

2.1.1 Közegek érintkezésén alapuló csoportosítás

Az első csoportosítási mód a közegek érintkezésén alapul, mely alapján *közvetett* és *közvetlen* közegegyérintkezésű berendezések léteznek. A közvetett érintkezésű készülékeket rekuperátoroknak is nevezik, kialakítástól függetlenül közös jellemzőjük, hogy a hőcserélőben szerepet játszó két közeg egymástól valamilyen szilárd fallal el van választva. Az esetek döntő többségében ez a szilárd fal valamilyen fémes anyagot jelent, jellemzően ötvözetlen és ausztenites acélokat, bár speciális alkalmazási környezetekben réz, alumínium, titán, tantál vagy nikkel mátrixú szerkezeti anyagok is lehetnek (2.1. táblázat).

2.1. táblázat. Fontosabb szerkezeti anyagok hővezetési tényezője

Anyag	Hővezetési tényező (λ)
	$\frac{W}{m \cdot K}$
Ötvözetlen acél	53-57
Ausztenites acél	13-17
Alumínium	245
Réz	480
Titán	22
Nikkel	160

A fémes anyagokon túl polimerek és grafit nevezhető meg szerkezeti anyagként. A hőcserélő teljesítményének meghatározására szolgáló összefüggések nem korlátozzák egyik szerkezeti anyag alkalmazhatóságát sem, egyedül a hővezetési tényező értékét és a két közeget elválasztó fal vastagságát kell ismerni. A teljesség igénye nélkül, a leggyakrabban alkalmazott polimerek hővezetési tényezőjét mutatja a következő táblázat [1]:

2.2. táblázat. Fontosabb polimerek hővezetési tényezője

Anyag	Hővezetési tényező (λ)
	$\frac{W}{m \cdot K}$
Nagy sűrűségű polietilén (HDPE)	0,33-0,53
Kis sűrűségű polietilén (LDPE)	0,30-0,34
Poliamid-6 (PA 6)	0,22-0,33
Polikarbonát (PC)	0,19-0,25
Polivinil-klorid (PVC)	0,13-0,29
Poli-tetrafluoretilén	0,27

Ezek a polimerek önmagukban ritkán fogják az egész berendezés szerkezeti anyagát alkotni, jellemzően valamilyen porózus alapanyag porozitásának csökkentésére alkalmazzák. Ebből adódóan viszont a kompozit szerkezetnek kell meghatározni a hővezetési tényezőjét. Így ez az általánosított hővezetési tényező három résztényezőtől fog függeni:

- a polimer típusától (méretétől, alakjától, típusától)
- a mátrix és töltőanyag kölcsönhatásától
- a kompozit anyag morfológiájától

Ezek a tényezők együttesen járulnak hozzá a hővezetési tényező számításához szükséges modellhez. Chen és társai [1] több ilyen modellt is ismertet. Ezek azonban csak hőtani tulajdonságok, a hőcserélő teljesítményének számítására lesznek hatással, az alkalmazhatóságra nem¹. Ezt az alkalmazhatóságot a szilárdsági jellemzők fogják korlátozni. Az ipari gyakorlatban a természetes konvekciót rendkívül ritkán szokták felhasználni, a kényszerkonvekció létrehozásához pedig külső erő szükséges. Ezt a külső hatást a nyomás növelésével érik el, tehát a hőcserélő szerkezetek szinte kivétel nélkül nyomástartó berendezéseknek számítanak. Ennek következményeként csak olyan szerkezeti anyag használható, mely hatósági bizonylattal rendelkezik.

A másik korlátozó tényező az adott közeggel szembeni korróziós viselkedés. Ipari területen, különösen a vegy- és gyógyszeriparban, rendkívül korrozív közegek hűtését, melegítését vagy fázisváltását kell megvalósítani. Külön problémát okoz az a jelenség, hogy adott közeg a különböző fázisaiban más-más viselkedést mutat ugyanahhoz a szerkezeti anyaghoz képest. Ebből a szempontból az ecetsav viselkedése jó példa: 20%-os és 80%-os töménység esetén az 1.4401 minőségű acélok alkalmazása javasolt, míg köztes koncentrációknál (30 és 50%) ötvözött, nagyobb képlékenységgű acélok és 1.4301 acél alkalmazása javasolt, az alumíniumé pedig nem. Ezzel szemben az ecetsav gőzeinek az alumínium és az 1.4401 rendkívül jól ellenáll, a többi pedig nem [2].

A közvetett közegérintkezésű hőcserélő szerkezetek speciális típusa a *regeneratív* hőcserélők. Ezek periodikusan működnek, bennük három közeg áramlik, de egy időpontban mindig csak kettő vesz részt a hőcserében. A nagy entalpiájú közeg felmelegíti a segédközeget, majd ez a segédközeg adja le a hőjét a kis entalpiájú fluidumnak. Ezzel a hőcsere típusal hőérzékeny anyagok melegítését/hűtését érhetjük el. Közvetlen közegérintkezésű hőcserélők esetén a hőcserében résztvevő közegek egymással direkt érintkeznek. Ilyenekre lehetnek példák a hűtőtornyok vagy

¹A k hőátviteli tényezőre van hatása, viszont a konvekciós viszonyok a legtöbb esetben rosszabbak a hővezetési viszonyoknál, így gyakorlatilag erre sincsenek túlzott hatással.

vákuumkondenzátorok. Ezekben az esetekben általában levegő és víz között megy végbe a hőcsere, ezektől eltérő anyagminőségeket ritkán szoktak elkeverni (természetesen kivételek azok az esetek, amikor a technológia ezt megkívánja).

2.3. táblázat. A leggyakrabban használt hőcserélő típusok összefoglaló táblázata

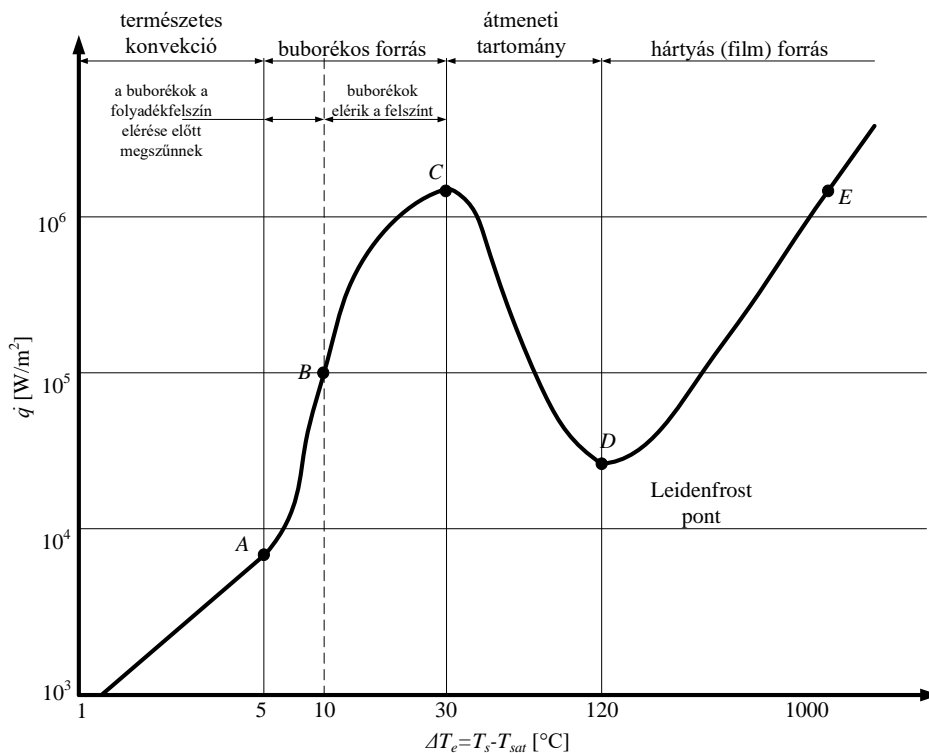
Típus	Altípus	Kialakítás	Referencia
rekuperátorok	csöves	cső a csőben	[3, 4, 5]
		csőköteges	[6, 7, 8]
		spirálcsöves	[9, 10, 11]
	lemezes	síklemezes	[12, 13, 14]
		spirállemezes	[15, 16]
		lamellás	[17, 18]
bordás	bordáscsöves	[19, 20]	
	bordáslemezes	[21, 22]	
regenerátorok	töltetes	egyágyas kétágyas	[23, 24, 25]
	váltóüzemű	váltószelepes dob típusú	[26, 27]

2.1.2 Fázisváltás alapján történő csoportosítás

A következő csoportosítási módszer a közegeknek a készüléken való áthaladásának viselkedésén alapul. Így megkülönböztethetők fázisváltás nélküli és fázisváltással járó hőcserélők. Amikor a technológiai közeg nem megy át fázisváltáson, csak a szenzibilis hőt kell leadnia illetve felvennie, a klasszikus $Q = c_p \cdot \dot{m} \cdot \Delta T$ összefüggéssel határozható meg a hőmennyiség, a hőcserélő hossz tengelye mentén egy Newton-féle logaritmikus hőmérsékletprofil vehető fel. Mivel mindkét közegre felvehető egy-egy ilyen görbe, a hőcsere hajtóereje pontról pontra változni fog. Annak érdekében, hogy egyetlen hőmérséklet-különbséggel jellemezhesük az egész készüléket, megalkották a logaritmikus hőmérséklet-különbség értékét, melyet a 2.2.2. fejezet tartalmaz. Vannak azonban olyan alkalmazási területek, amikor a technológiai feladat az, hogy nagyobb anyagmennyiséget kell nagy hőmérsékletre melegíteni, ilyenkor ez a szenzibilis hőmennyiség nem elegendő. Ilyen esetekben a *kondenzáció* során felszabaduló látens hő vagy párolgáshő (jele r , mértékegysége J/kg) mennyiségét használják fel. Ennek a hőátadásnak kettős jótékony hatása is van:

1. a párolgáshő értéke nagyságrendekkel nagyobb érték, mint a szenzibilis hő értéke (víz esetén például az állandó nyomáson vett fajhő értéke $\approx 4,2$ kJ/(kgK), addig a kondenzálódó vízgőz párolgáshője 2200 kJ/kg)
2. a kondenzáció során alakul ki az összes hőátadási forma közül a legnagyobb hőátadási tényező, mely a geometriai viszonyoktól és az anyagminőségtől függően 10 000-25 000 W/(m²K) értéket is elérhet
3. további előnyként jegyezhető fel, hogy fizikailag ez a legjobban modellezett hőátadási forma, a hőátadási tényező értéke közvetlenül számítható

Bepárlás vagy desztilláció során nem is célszerű más fűtési módot választani, főleg azért, mert a melegítendő közegeket el is kell forralni. A kondenzációval ellentétben ez a legkevésbé megalapozott konvekciós forma, pedig a hétköznapi életben ez a leggyakrabban használt (elég csak pl. egy tea főzésére gondolni). A kialakuló hőátadási tényező (és így hőáramsűrűség értéke is) az anyagjellemzőkön és technológiai paramétereken túl a forráspont és fűtőközeg hőmérsékletének különbségén múlik [28]. Ezt mutatja be a 2.1. ábra:



2.1. ábra. Forrás során kialakuló hőáramsűrűség (normál légköri nyomáson, vízre)

Látható a grafikonból, hogy kb. 30°C-os hőmérséklet-különbséggel célszerű forralni, mert ennél kapjuk a legnagyobb hőátadási tényezőt. Ez csak abban az esetben tartható, ha gőz kondenzációjával történik a fűtés, ezáltal az egész hőcserélő mentén ez a teljesítmény tartható. Kényszerkonvekciós hőátadásnál a belépési pont környezetében nagy lesz a térfogategységre vonatkoztatott teljesítmény, a kilépés környezetében pedig valószínűsíthető, hogy nem is fog elforralódni a közeg. Ilyen esetben a hőcserélő tervezése nem megfelelő módon történt, a kilépés környezetében nem történik hőcsere, a geometria átalakítása szükséges.

Gőz kondenzációval történő fűtés esetén éppen ezért csak a latens hő nagyságát szeretnénk felhasználni, melyhez egy állandó hőmérsékletű lefutási görbe tartozna. Azonban ha az áramlási viszonyok miatt a k hőátviteli tényező viszonylag nagy értéket vesz fel, a teljesítmény nagy lesz, így előfordulhat, hogy már a kondenzáltatott folyadék is képes hőleadásra, tehát a telítési ponthoz képest túlhűl. Ilyenkor a klasszikus elméletet nem lehet alkalmazni.

2.1.3 A közegek egymáshoz képest való mozgásának alapján történő csoportosítás

A hőcserélő szerkezetek a rajtuk keresztülhaladó közegek egymáshoz képest viszonyított áramlási iránya szerint alapvetően három alaptípusba sorolhatók be: egyenáramú, ellenáramú és keresztáramú hőcserélők. Ilyen tekintetben ez a felosztási forma teljesen analóg az összes többi vegyipari berendezés tárgyalásához. Egyenáram esetén a technológiai közegek egymással párhuzamosan

és azonos irányban, míg ellenáram esetén egymással párhuzamosan, de ellentétes irányban áramlanak. A különböző szerkezeti kialakítású készülékekben ezek az áramlási terek jellemzően kör, körgyűrű keresztmetszetű csatornákat jelentenek, ahol a szimmetriatengely fogalma is értelmezhető, de ugyanúgy besorolhatóak ide a spirállemezes vagy lemezes hőcserélők, ahol a két áramlási tér téglalap keresztmetszetű is lehet. Ezekre a típusokra általánosan elmondható, hogy mindkét áramlási tér a környezettől szilárd fallal el van különítve.

A keresztáramú berendezésekben a két technológiai közeg egymásra merőleges irányban áramlik. Legjellemzőbb ilyen készülékek a léghűtők, autóhűtő radiátorok, légkondicionáló berendezések. Kevés olyan hőcserélő szerkezet létezik, ahol a klasszikus köpenytér-csőtér felosztás vázolható, mivel ezen szerkezetek hőfelvevő közege a környezeti levegő, melynek áramlását vagy ventilátorral, vagy a készülék mozgásával érjük el. Nyilván ezekben az esetekben is vizsgálható a járatok számának hatása. A kis méretű, kompakt hőcserélők esetén is kialakíthatók keresztáramú esetek, ezek esetében valamilyen profillal rendelkező acéllemezeket hegesztenek össze, egymásra merőleges irányban, melyek így áramlási keresztmetszeteket fognak alkotni, ahol a hőcsere végbemehet. Még ritkább készüléknek számítanak azok a hőcserélők, amelyek teljes egészében grafit alapanyagból készülnek, és az áramlási keresztmetszeteket a grafitömbök belsejében képzik ki. Felhasználásuk még ritka, viszont a jótékony korróziós tulajdonságai és nagy hővezetési tényezője miatt ipari felhasználása javasolt. Másik előnyös tulajdonsága ezek mellett a moduláris felépítése. Kisebb teljesítmény esetén a befoglaló keretben a kívánt számú modult beépítve az összteljesítmény a modulok számával lineárisan növekedni fog.

2.1.4 Szerkezeti kialakítás szerinti csoportosítás

Adott feladatra beépítendő hőcserélő készülék szerkezeti kialakítása számos tényezőtől függ. Itt fontos megemlíteni, hogy a hőcserélők méretezése fogalom nem helytálló, mivel a teljesítmény meghatározása csak akkor lehetséges, ha tudjuk a készülék geometriai és üzemi jellemzőit. Ebből következik, hogy a hőcserélőket ellenőrizzük, így egy berendezés kiválasztása egy iteratív feladat.

Gyakran előfordul, hogy korlátozott tér áll rendelkezésre, így a befoglaló méretek hatással vannak a szerkezeti kialakításra. Hasonlóan befolyásoló tényező a közegek nyomása. Ennek a technológiai paraméternek nyilván van hatása a hőátadási viszonyokra (gondoljunk itt az anyagjellemzők hőmérséklet- és nyomásfüggésére; szaturációs hőmérsékletre forrás vagy kondenzáció esetén), azonban ezek a hatások gyakorlatilag elhanyagolhatók. A gazdasági számításokra azonban jelentős hatást gyakorol. A 2014/68/EU irányelv alapján minden olyan berendezést hatósággal ellenőrizni kell, melyben 0,5 bar_g túlnyomás ébred. Éppen ezért a készülékeket belső (és kialakítástól függően külső) nyomásterhelésre méretezni kell, melyhez nagyobb nyomások esetén biztos, hogy valamilyen hengersizmetrikus alak fog tartozni. Ezeket figyelembe véve a legegyszerűbb hőcserélő szerkezet a cső a csőben vagy más néven kettős csöves hőcserélő. Nagy hátrányuk a viszonylag kis hőátadó felület / térfogat arány. Felhasználásuk hőérzékeny anyagok és kis hőteljesítmény esetén történik. Ennek továbbfejlesztett változata a csőköteges hőcserélő, mely az összes típus közül a leggyakrabban használt típus. Ennél a külső csőben (mely köpenynek nevezhető) a cső a csőben típustól ellentétben nem egy, hanem sok, sokkal kisebb átmérőjű csövet helyeznek el. Ezeknek sok jótékony hatása van:

- sokkal nagyobb értéket vesz fel a hőátadó felület és befoglaló térfogat aránya,
- a nagyobb hőátadó felület miatt sokkal több helyen érintkezik egymással a két közeg.

Kisebb üzemi nyomások esetén spirállemezes és lemezes hőcserélők alkalmazása javasolt. Ezek esetén a két térrész áramlási keresztmetszete gyakorlatilag megegyezik, az egymáshoz közel lévő lemezek miatt ezek rendelkeznek a legnagyobb hőátadás felület-befoglaló térfogat aránnyal.

Abban az esetben, ha hűtőközegként atmoszferikus levegőt használnak, a bordáscsöves és rácsos bordás hőcserélők alkalmazása a legcélszerűbb.

2.2 Hőcserélő szerkezetek művelettani számítása

2.2.1 Modellalkotás, hasonlósági kritériumok

A hasonlóságelmélet nagyon fontos szerepet tölt be mind a mérnöki tudományok, mind a mérnöki gyakorlat területén. Különösen hangsúlyos ez az elmélet a vegyipari gépészet területén. Ahhoz viszont, hogy különböző hasonlósági kritériumokat alkothassunk, a modellezés témakörének ismertetése elengedhetetlen. Egy ilyen modellezés során valamilyen vegyipari művelet viselkedését vizsgáljuk. A vegyipari műveleteket viszont szokás a berendezésükkel azonosítani, ami modellezés során abszolút elfogadhatatlan. A modellnek a technológiai folyamatról kell pontos képet adnia, nem pedig a geometriai elrendezésről. Ezzel biztosítható a jelenségek hasonlósága.

A modellalkotás célja

Modellalkotás során a valósághoz képest egy egyszerűsített fizikai teret vagy objektumot hozunk létre, mellyel olyan jelenségek, folyamatok vizsgálhatók, predesztinálhatók, melyek az eredeti, fizikailag létező objektumon nem végezhetők el. Ez a szisztéma lehetővé teszi, hogy az eredeti objektum méretarányait, anyagminőségeit, akár transzportfolyamatait megváltoztathassuk. Ha az eredeti és modell objektum összes változója között áll fenn hasonlóság, teljes hasonlóságról, ha csak bizonyos változói között van kapcsolat, részleges hasonlóságról beszélhetünk.

A vizsgálatok során matematikai és fizikai modelleket lehet felépíteni. Matematikai modell során elvonatkoztatunk a konkrét jelenségtől, ezzel biztosítva azt, hogy első látásra egymástól teljesen különböző jelenségek mégis hasonlóak egymáshoz. Ennek oka, hogy a vizsgált folyamatok parciális differenciál egyenlet rendszerekkel írhatók le, és a folyamatok közötti hasonlósági feltételek közül az egyik az, hogy az eredeti és modellezett rendszert azonos alakú differenciálegyenlet írja le. A műszaki gyakorlatban ezek az egyenletek leggyakrabban hiperbolikus, parabolikus vagy elliptikus alakúak [29].

Hasonlósági kritériumok

Két jelenséget akkor nevezhetünk hasonlónak, ha az őket jellemző, egymásnak megfelelő intenzív és extenzív mennyiségek aránya állandó. Műszaki folyamatokra egyszerű mérlegegyenletek írhatók fel, melyekkel általában különböző fizikai jellemzők változását vizsgáljuk. Azonban ezek között a tulajdonságok között van legalább egy közös tulajdonság, mely alapján az összehasonlítás elvégezhető.

A vegyiparban, és ezzel párhuzamosan jelen disszertációban használt legfontosabb hasonlósági kritériumok bemutatásához az áramlástan egyik alapegyenletét, a Navier-Stokes összefüggést hozom példaként. A 2.1 összefüggés egydimenziós, nehézségi gyorsulás irányában a következő formát veszi fel:

$$v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \right) + g_x. \quad (2.1)$$

Egyetlen karakterisztikus sebességgel és geometriai dimenzióval helyettesítve a komponenseket a

$$\frac{v^2}{L} = \frac{p}{\rho \cdot L} + \frac{\nu \cdot v}{L^2} + g \quad (2.2)$$

formát kapjuk. Az összefüggés azt mutatja meg, hogy a fluidumra ható tehetetlenségi erő és nyomóerő összege megegyezik a belső súrlódási erő és nehézségi erő összegével. Mivel minden tagnak $\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ a dimenziója, a különböző tagok egymással való osztása esetén dimenziómentes értékeket

kapunk. Mindkét oldalt elosztva a tehetetlenségi erővel, az

$$1 = -\frac{p}{v^2 \cdot L} + \frac{v \cdot \nu}{L} + \frac{L \cdot g}{v^2} \quad (2.3)$$

alakot kapjuk, ahol:

- az Euler szám

$$\frac{p}{v^2 \cdot L} = \text{Eu}, \quad (2.4)$$

melyet fluidumok keverésénél, emulziók szűrésénél, körüláramlott testek és csővezetékek nyomásesésénél alkalmazunk, a nyomóerő és tehetetlenségi erő aránya. A műszaki gyakorlatban sokkal fontosabb tényező a nyomásesés, így az Eu szám alakja a következőre módosul:

$$\text{Eu} = \frac{\Delta p}{v^2 \cdot L}, \quad (2.5)$$

- a Froude szám

$$\text{Fr} = \frac{v^2}{L \cdot g} \quad (2.6)$$

a tehetetlenségi és nehézségi erő arányát jelenti. Legfontosabb alkalmazási területe a körmozgást végző fluidumok esetében, centrifugák és keverők témakörében történik.

- Az áramlástan és hőátadás témakörének legfontosabb hasonlósági kritériuma a Reynolds szám:

$$\text{Re} = \frac{v \cdot L}{\nu} = \frac{v \cdot L \cdot \rho}{\eta}, \quad (2.7)$$

ami a belső súrlódási erő és tehetetlenségi erő hányadosa.

Mivel ezek a hasonlósági kritériumok alkalmasak a vizsgált fizikai rendszerek modellezésére, a konvektív hőátadás vizsgálatára is célszerű volt ezt az elméletet felhasználni. A Fourier I. törvény értelmében egy síkfalon áthaladó hőáram értéke egyszerű matematikai számítással levezethető,

$$\dot{Q} = -\lambda \cdot A \cdot \frac{dT}{dx} \rightarrow \dot{q} = \frac{\lambda}{L} \cdot \Delta T, \quad (2.8)$$

míg a konvektív hőáram értéke a Newton törvény értelmében:

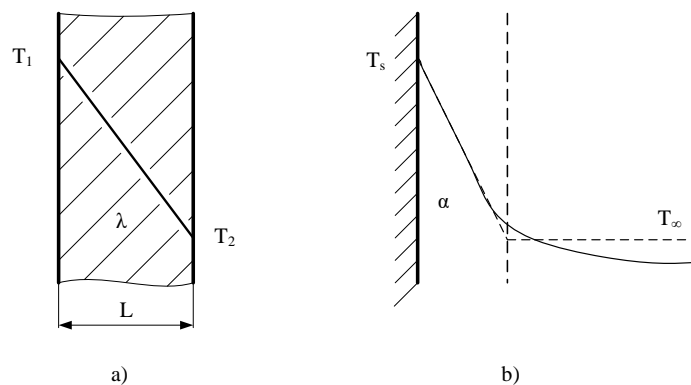
$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot (T_s - T_\infty) \rightarrow \dot{q} = \alpha \cdot \Delta T, \quad (2.9)$$

ahol T_s a fal, míg T_∞ a végtelen térfogatúnak tekintett tér hőmérséklete, α pedig a hőátadási tényező. Mindkét összefüggés a hőáramsűrűség értékének kiszámítására szolgál, mindkét hőátadási mód esetén a hőmérséklet-különbség a folyamat hajtóereje, így a két folyamat hasonlóknak tekinthető. A két folyamatot a 2.2 ábra szemlélteti.

Hasonlóan pl. a Re szám definíciójához, képezve a konvektív és vezetési hőáramsűrűség arányát, megkapjuk a Nu szám összefüggését:

$$\frac{\dot{q}_{konv}}{\dot{q}_{kond}} = \frac{\alpha \cdot \Delta T}{\frac{\lambda}{L} \cdot \Delta T} = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} = \text{Nu}. \quad (2.10)$$

A vezetési hőátadás fémes anyagok estén a jellemző hőátadási forma. A kialakuló hőáram értéke csak a geometriától és az anyag minőségétől, azon belül leginkább a λ hővezetési tényező értékétől függ. A konvektív hőátadás pedig a fluidumokra (folyadékokra és gázokra) jellemző.



2.2. ábra. Hőmérséklet-lefutási görbék
a) síkfalon keresztüli hővezetés és b) síkfal mellett kialakuló konvekció esetén

Mivel a fluidumok helyváltoztatásra képesek, így a hőátadási tényező értéke a sebességállapotuktól is függ. A mérnöki gyakorlatban ennek a hőátadási tényezőnek a meghatározása rendkívül komplex és bonyolult feladat. Egyetlen konvekciós forma létezik, melyre közvetlenül, és viszonylag pontosan meghatározható ennek a hőátadási tényezőnek az értéke, ez pedig a kondenzáció esete². Az összes többi konvekciós esetben a mérési adatokra illesztett függvényt alkalmazunk, mely több másik hasonlósági kritériumnak a függvénye. Ezen esetek közül a forralási művelet a legkevésbé kutatott, a legáltalánosabban alkalmazható formulák erre vonatkoznak.

Ezeknek a tapasztalati Nu szám összefüggéseknek a közös jellemzője, hogy szükség van egy olyan hasonlósági kritériumra, mely a fluidum állapotát jellemző impulzus- és hődiffúzió arányát fejezi ki. Ez a hasonlósági kritérium a Prandtl szám, melynek definíció szerinti kiszámítási módja:

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a}, \quad (2.11)$$

ahol ν a kinematikai viszkozitás, az a pedig a hőmérséklet-vezetési tényező, mely a hővezetés differenciálegyenletéből, Fourier II. törvényéből vezethető le. A vegyipari gépészet területén a kinematikai viszkozitás helyett a dinamikai viszkozitás értékét szokás alkalmazni. Visszahelyettesítve mindkét érték definíció szerinti kiszámítási összefüggését:

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a} = \frac{\frac{\eta}{\rho}}{\frac{\lambda}{c_p \cdot \rho}} = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda}. \quad (2.12)$$

Az összefüggésből látszik, hogy ez a hasonlósági kritérium csak és kizárólag az anyagjellemzőktől függ, tehát értéke a hőmérséklet függvénye ($\text{Pr} = f(T)$).

Annak függvényében, hogy ez a sebességállapot a hőmérséklet-változásból származó sűrűségkülönbségből indukálódik, vagy valamilyen külső erő hatására, természetes és kényszerkonvekciós hőátadási eseteket különböztetünk meg. Mivel természetes konvekciós esetben nincs külső erő, olyan hasonlósági kritériumot kell alkalmazni, melyben szerepel a felhajtóerő (a nagyobb hőmérsékletű anyagrészecskék kisebb sűrűségűek lesznek, ezért a hidegebb, nagyobb sűrűségű részecskék felé fognak úszni). A felhajtóerő és viszkozus erők viszonyát pedig a Grashof szám mutatja meg.

$$\text{Gr} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L^3}{\nu^2} \quad (2.13)$$

²Az összefüggést Wilhelm Nusselt vezette le, az ő tiszteletére nevezték el a hőátadási tényező meghatározására szolgáló hasonlósági kritériumot Nusselt számnak.

Természetes konvekciós esetekben megkülönböztethetünk tapasztalati, mérésekből származó Nu összefüggéseket, illetve elméletileg levezetett összefüggéseket. Az előbbieket általános alakja

$$\text{Nu} = C \cdot (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^n = C \cdot \text{Ra}^n, \quad (2.14)$$

ahol Ra a Rayleigh szám, ami a Gr és Pr számok szorzata. A kényszeráramláshoz hasonlóan a természetes áramlások esetében is megkülönböztethetőek lamináris és turbulens szakaszok, melyet a Gr szám és geometria függvényében határozhatunk meg.

Egyszerűbb geometriák esetén, pusztán elméleti levezetésből is megalkotható a Nu szám függvénye, melyre példa lehet a gömb felületén kialakuló hőátadási tényező, mely [30] alapján:

$$\text{Nu} = 2 + \frac{0,589 \cdot \text{Ra}^{1/4}}{\left[1 + \left(\frac{0,469}{\text{Pr}}\right)^{9/16}\right]^{4/9}}. \quad (2.15)$$

Kényszerkonvekció esetén, amikor a fluidum külső erő hatására áramlik, értelmezhető a sebességállapot, melynek skaláris átlagértéke általánosságban a tömegáram és az áramlási keresztmetszetből határozható meg. Ennek ismeretében meghatározható a Re szám értéke, melyet lamináris, átmeneti és turbulens tartományokra lehet bontani, melyek a Nu összefüggés kiszámítási módját is befolyásolják. Hőcserélők méretezésénél, amikor célunk a lehető legtöbb hő átadása, törekedni kell a turbulens áramlás fenntartására. Vannak esetek, mint például a csőköteges hőcserélők köpenyterében, amikor nincs szükség turbulenciafeltétel ellenőrzésére, mivel az áramlásba helyezett csövek, terelőlemezek akadályt jelentenek, így gátolva meg a lamináris áramlási kép felépülését.

2.2.2 Logaritmikus hőmérséklet-különbség módszer

Egyenáram esetén a hőcserélő hossz tengelye mentén a két közeg hőmérséklet-lefutási görbéje a következő [31]:

A hőcserélő vizsgált részében átadott hő teljes differenciálja:

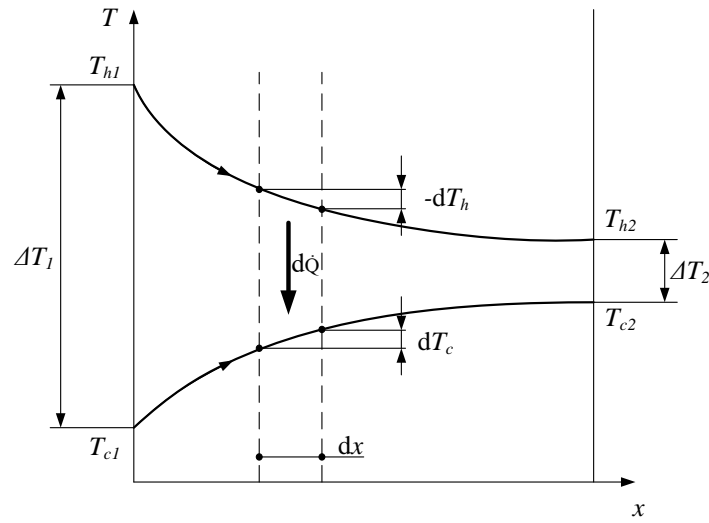
$$\delta\dot{Q} = \dot{m}dh + h\dot{m} \quad (2.16)$$

Mivel feltételezhetjük, hogy a hőcserélőn keresztülaramló közegek tömegárama állandó, így az előző összefüggés a következő egyszerűbb alakra módosul:

$$\delta\dot{Q} = \dot{m}dh. \quad (2.17)$$

Ahogy korábban már bemutattuk, ennek az elméletnek fázisváltozás nélküli esetben van leginkább jelentősége, így az entalpiaváltozás a fajhő és hőmérséklet-változás szorzatából határozható meg:

$$dh = c_p \cdot dT. \quad (2.18)$$



2.3. ábra. A hőmérséklet-lefutási görbék egyenáram esetén

Ezt az entalpiaváltozást mindkét áramló közegre fel kell írunk. A meleg közegre

$$\delta\dot{Q} = -(\dot{m}c_p)_h \cdot dT_h, \quad (2.19)$$

míg a hideg közegre

$$\delta\dot{Q} = (\dot{m}c_p)_c \cdot dT_c. \quad (2.20)$$

A 2.19. összefüggésben szereplő negatív előjel fejezi ki a meleg közeg hűlését. Az előbb definiált hőteljesítmény felírható a hőcserélő egészére nézve is, ebben az esetben az alakja:

$$\delta\dot{Q} = k \cdot (T_h - T_c) \cdot dA. \quad (2.21)$$

A 2.20 és 2.19 összefüggésekből a differenciális hőmérséklet-változások:

$$dT_h = -\frac{\delta\dot{Q}}{(\dot{m}c_p)_h} \text{ és } dT_c = \frac{\delta\dot{Q}}{(\dot{m}c_p)_c}.$$

Melyből

$$dT_h - dT_c = d(T_h - T_c) = \delta\dot{Q} \left(-\frac{1}{(\dot{m}c_p)_h} + \frac{1}{(\dot{m}c_p)_c} \right). \quad (2.22)$$

Ebbe az összefüggésbe behelyettesítve a 2.21 összefüggés átalakított alakját:

$$\frac{d(T_h - T_c)}{T_h - T_c} = k \cdot \left(-\frac{1}{(\dot{m}c_p)_h} + \frac{1}{(\dot{m}c_p)_c} \right) \cdot dA. \quad (2.23)$$

Eltételezve a hőcserélő hossz tengelye mentén a hőmérséklet-különbségekből származó anyagjellemzők különbözőségéből, a teljes hőátadási felület mentén állandó hőátadási és hővezetési viszonyokat feltételezve az integrálás elvégezhető:

$$\int_1^2 \frac{1}{T_h - T_c} d(T_h - T_c) = k \cdot \left(-\frac{1}{(\dot{m}c_p)_h} + \frac{1}{(\dot{m}c_p)_c} \right) \cdot \int_1^2 dA. \quad (2.24)$$

A $\int_1^2 dA$ tag a teljes hőátadó felületet fogja jelenteni, a hőmérsékletek számításánál pedig az előjelekre is ügyelve:

$$\ln \left[\frac{T_{h_2} - T_{c_1}}{T_{h_1} - T_{c_2}} \right] = k \cdot A \cdot \left(-\frac{1}{(\dot{m}c_p)_h} + \frac{1}{(\dot{m}c_p)_c} \right). \quad (2.25)$$

A teljes készülékre elvégezve az integrálást, mindkét közegre vonatkozóan meghatározható az átadott hő mennyisége. A termodinamika II. főtételeinek értelmében, stacionárius állapotot feltételezve, a meleg közeg által leadott hő és a hideg közeg által felvett hő megegyeznek egymással:

$$\int_1^2 \delta \dot{Q} = - \int_1^2 (\dot{m}c_p)_h dT_h \rightarrow \dot{Q} = -(\dot{m}c_p)_h \cdot (T_{h_2} - T_{h_1}), \quad (2.26)$$

és

$$\int_1^2 \delta \dot{Q} = \int_1^2 (\dot{m}c_p)_c dT_c \rightarrow \dot{Q} = (\dot{m}c_p)_c \cdot (T_{c_2} - T_{c_1}). \quad (2.27)$$

A 2.25 összefüggésbe a vízértékeket helyettesíthetjük a fenti egyenletekből kapott hőmérséklet-különbségekkel:

$$\ln \left[\frac{T_{h_2} - T_{c_1}}{T_{h_1} - T_{c_2}} \right] = \frac{k \cdot A}{\dot{Q}} [(T_{c_2} - T_{c_1}) - (T_{h_2} - T_{h_1})] \quad (2.28)$$

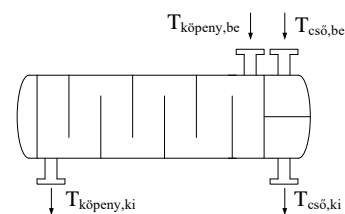
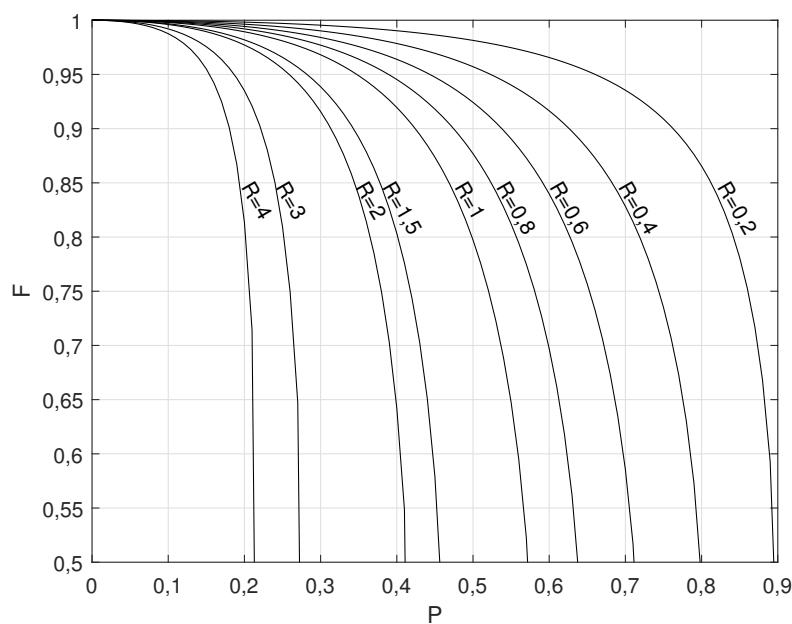
Ebből szintén kifejezhető az átadott hő mennyisége, mely azt a hőmennyiséget jelenti, melyre a hőcserélő szerkezet képes. Elvégezve a szükséges átalakításokat:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \frac{(T_{h_2} - T_{c_1}) - (T_{h_1} - T_{c_2})}{\ln \left[\frac{T_{h_2} - T_{c_1}}{T_{h_1} - T_{c_2}} \right]} = k \cdot A \cdot \Delta T_{LOG}. \quad (2.29)$$

Ebből a logaritmus hőmérséklet-különbség:

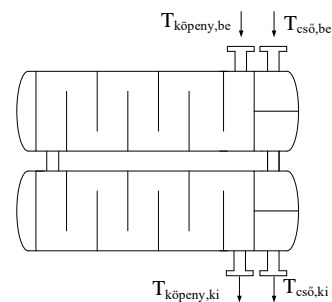
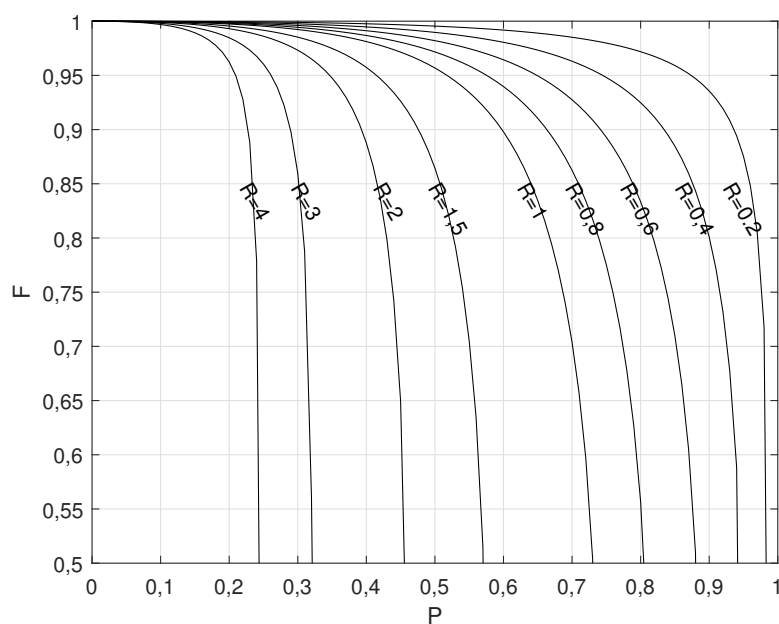
$$\Delta T_{LOG} = LMTD = \frac{(T_{h_2} - T_{c_1}) - (T_{h_1} - T_{c_2})}{\ln \left[\frac{T_{h_2} - T_{c_1}}{T_{h_1} - T_{c_2}} \right]}. \quad (2.30)$$

A definícióban megfogalmazott tisztán egyen- vagy ellenáramú kialakítások viszonylag ritkák, gyakorlatilag csak a cső a csőben hőcserélők esetén kivitelezhetők. A 2.29. összefüggés csak és kizárólag akkor használható ebben a formában, ha mind cső-, mind köpenyoldalon egy járat van jelen, bármiféle terelőlemez nélkül, vagyis csak cső a csőben, lemezes és spirállemezes hőcserélők esetén. A gyakorlatban a teljesítmény fokozása érdekében valamelyik áramlási teret (ritkább esetekben mindkettőt) úgy alakítják ki, hogy egymáshoz képest a két közeg a készülék bizonyos részeiben egyenáramban, a másik részében pedig ellenáramban áramlik. Attól függően, hogy hány ilyen térrész különböztethető meg, kettő, három, stb. járatú készülékek léteznek. A járatok kialakítása sok esetben nem is művelet, hanem szilárdsági vagy tervezői megfontolásokon alapulnak. Az előbbire lehet példa a hajtúcsőves vagy úszófejes hőcserélők, ahol a szerkezeti anyag hőtágulásából származó axiális feszültségek nagysága csökkenthető minimális értékre, az utóbbira pedig egy nagyobb méretű edényben vagy tartályban lévő kiforráló, mely szintén hajtú alakú, és mérete nagyságrendekkel kisebb lehet, mint az edény belső térfogata. Ezekben az esetekben az összefüggést egy F módosító tényezővel kell korrigálnunk, mely pontosan ezeket a hatásokat veszi figyelembe [32]. Ez az F korrekciós faktor a közegek egymáshoz viszonyított áramlási irányuktól, valamint a járatok számától függ. Példaként, köpenyoldalon egyjáratú, csőoldalon páros számú járatú esetben a módosító tényező nomogramja a következőképp néz ki:



2.4. ábra. Módosító tényező egyjártatú köpeny esetén

Kétjártatú köpenyben pedig a következő nomogram használható:



2.5. ábra. Módosító tényező többjártatú köpeny esetén

A görbesereg a következő összefüggéssel írható le [33] :

$$F = S \cdot \frac{\ln W}{\ln \frac{1 + W - S + S \cdot W}{1 + W + S - S \cdot W}}, \tag{2.31}$$

ahol

- F a módosító tényező [-],

- P hőmérséklet faktor

$$P = \frac{t_{cső,ki} - t_{cső,be}}{T_{köpeny,be} - t_{cső,be}}, \quad (2.32)$$

- R hőmérséklet faktor

$$R = \frac{t_{köpeny,be} - t_{köpeny,ki}}{T_{cső,ki} - t_{cső,be}}, \quad (2.33)$$

- S résztényező

$$S = \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R + 1}, \quad (2.34)$$

- W résztényező

$$W = \sqrt[N]{\frac{1 - P \cdot R}{1 - P}}, \quad (2.35)$$

- N pedig a köpenyoldali járatok száma.

A 2.31 összefüggés, $R = 1$ kivételével minden esetben használható. $R = 1$ esetén a következő, módosított összefüggések alkalmazandók:

$$W' = \frac{N - N \cdot P}{N - N \cdot P + P} \quad (2.36)$$

és

$$F = \frac{\sqrt{2} \cdot \frac{1 - W'}{W'}}{\ln \left(\frac{\frac{W'}{1 - W'} + \frac{1}{\sqrt{2}}}{\frac{W'}{1 - W'} - \frac{1}{\sqrt{2}}} \right)}. \quad (2.37)$$

Így a módosított összefüggés a hőteljesítmény számítására:

$$\dot{Q} = F \cdot k \cdot A \cdot \Delta T_{LOG}. \quad (2.38)$$

Természetesen a logaritmus hőmérséklet-különbségre bemutatott elmélet alkalmazható abban az esetben is, ha az egyik közeg fázisváltáson megy keresztül. Ilyenkor, feltételezve, hogy a kondenzálódó vagy elforró közeg csak a látens hő értékét adja le vagy veszi fel, a hőmérséklet-lefutási görbe a hőcserélő hossz tengelye mentén egyenes lesz [34]. A 2.30 összefüggés csak abban az esetben nem használható, amikor kondenzálódó gőzzel forraljuk el a másik közeget. Ilyenkor mindkét hőmérséklet-görbe lineáris, mindkét hőmérséklet-különbség egyenlő, vagyis a jellemző hőmérséklet-különbség a $T_{kond} - T_{forr}$ összefüggéssel számítható.

Végül, de nem utolsósorban a k hőátviteli tényezőt szeretném ismertetni. Ez a tényező fejezi ki, hogy a vizsgált berendezés milyen hatékony hőátvitelre képes. A többnyire áramló folyadékok között a hő csak abban az esetben képes átáramolni, ha a részfolyamatok is képesek azt a hőt átvinni. Ezt a jelenséget a legegyszerűbben a villamos áramkörök analógiájával lehet bemutatni. Elektromos áramkör esetén a hajtóerő az elektromos feszültség (vagy potenciál) különbség lesz (ΔV), ez fogja a töltéssel rendelkező részecskéket mozgásra bírni, melyet elektromos áramnak (I) nevezünk. Jelen esetben, egy "hőáramkörben" a hőmérséklet-különbség hatására (ΔT) fog kialakulni a hőáram (\dot{Q}). A kapcsolatot mindkét esetben az ellenállás értéke fogja jelenteni, melyhez Ohm-törvényét használom fel:

$$R = \frac{U}{I}. \quad (2.39)$$

A hőellenállások meghatározásához vizsgáljuk egy csőköteges hőcserélő hőátadási viszonyait: legyen egy csövünk, melynek belső és külső oldalán áramlik a folyadék, melynek következtében konvekció alakul ki, a csőfalban pedig vezetéssel áramlik a hő. Ennek következtében a hőáram definíció szerinti összefüggéseiből kifejezhetők a hőellenállások értékei.

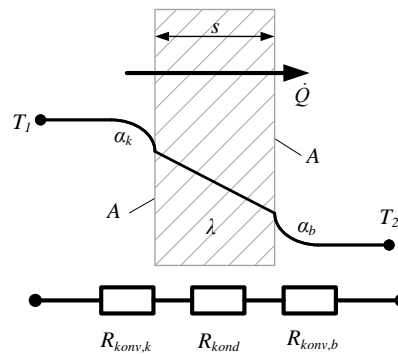
- Hővezetés esetén a Fourier-összefüggésből kell kiindulni:

$$\dot{Q} = A \cdot \frac{\lambda}{s} \cdot \Delta T \rightarrow R_{kond} = \frac{s}{A \cdot \lambda}, \quad (2.40)$$

- a konvekció esetén pedig Newton-törvényéből

$$\dot{Q} = A \cdot \alpha \cdot \Delta T \rightarrow R_{konv} = \frac{1}{A \cdot \alpha}. \quad (2.41)$$

A vizsgált esetre vonatkozó hőáramkört a következő ábra tartalmazza:



2.6. ábra. Hőáramkör bemutatása, hőellenállások értelmezése

Elektromos áramkörben minden ellenálláson ugyanaz az áram folyik át, és nincs ez másként hőáramkör esetén sem. Az ábra felső részén látható a hőmérséklet-lefutási görbe is, a hőellenállások koncepciójával ezek a hőmérséklet-esések is könnyedén számíthatóvá válnak. Ehhez azonban elsőként az eredő ellenállást kell meghatározni. A hőáram értékét felírhatjuk az alapösszefüggéssel is (2.29 egyenlet), valamint a hőellenállásokkal is:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T = \frac{\Delta T}{R_e}. \quad (2.42)$$

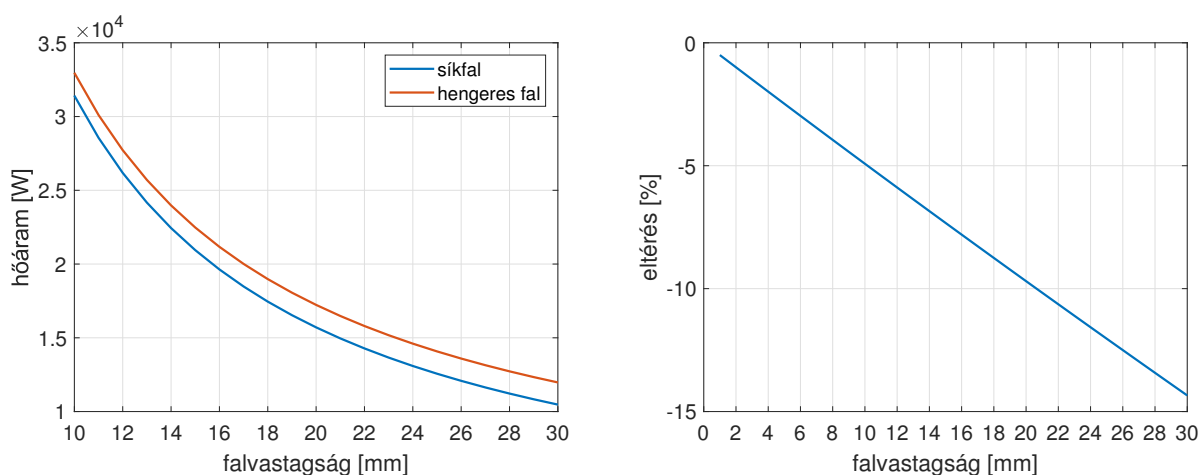
Itt szeretném megjegyezni, hogy az egyenletben szereplő első rész ΔT tagjáról szándékoltnan le hagytam a *LOG* indexet. Ennek oka, hogy a vizsgált térfogatelem viszonylag kicsi, és ismerjük a két oldalt jelen lévő hőmérsékleteket. A 2.6. ábra alapján soros kapcsolást feltételezve az eredő ellenállás kifejezhető a

$$k \cdot A = \frac{1}{R_e} = \frac{1}{R_{konv,e} + R_{kond} + R_{konv,i}} = \frac{1}{\frac{1}{A \cdot \alpha_e} + \frac{s}{A \cdot \lambda} + \frac{1}{A \cdot \alpha_i}} \quad (2.43)$$

egyenlettel. Egyszerűsíthetünk az A felülettel, mely után visszakapjuk az összefüggés közismert alakját:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_e} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_i}}. \quad (2.44)$$

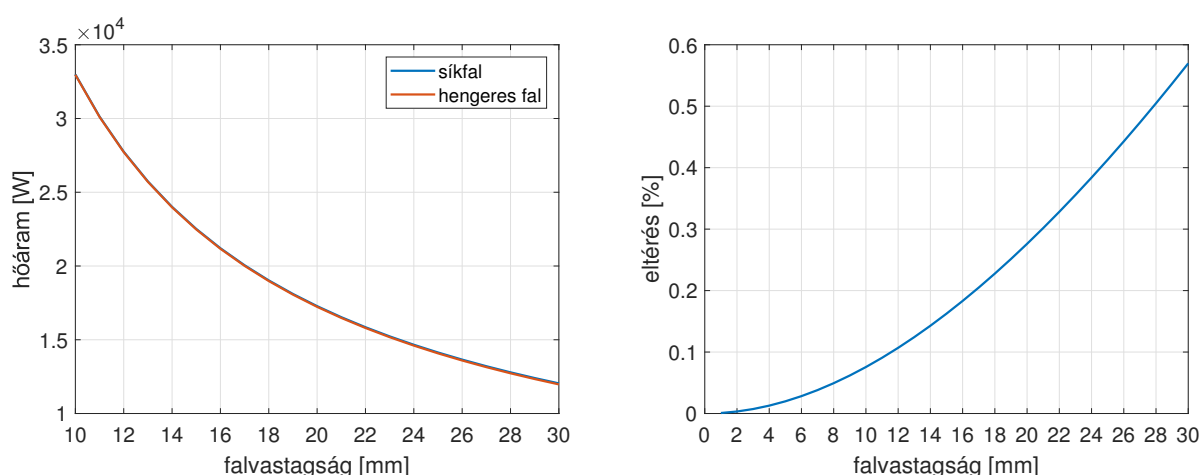
Természetesen a fajlagos hőáramokból kicsit egyszerűbb levezetni a hőátviteli tényező nagyságát, de ennek a módszernek az alkalmazása több helyen is célszerű. Előbb viszont az összefüggés fizikai jelentését szeretném leírni. Ezzel a levezetéssel azt kapjuk, hogy a sorosan kapcsolt hőellenállások értéke pontosan ellentétesen viselkedik, mint az elektromos ellenállásoké. A hőellenállásoknál azt tapasztaljuk, hogy a vizsgált részfolyamatok közül az eredő jellemző a legkisebbnél is kisebb érték lesz, vagyis teljesen analóg lesz az elektromos ellenállások párhuzamos kapcsolásával. Ennél a pontnál azonban fel kell hívnom a figyelmet arra, hogy ez csak akkor igaz, ha állandóak a hőátadási felületek. A levezetés bemutatásánál ezt az állandó A felületet feltételeztem, azonban csövek esetén a cső belső és külső oldalán különböznek ezek a hőátadó felületek, és ennek lesz a következménye a hengeres falban a logaritmikus hőmérséklet-eloszlás. Ez viszont a kis falvastagságú csövek esetén annyira kis eltérést okoz, hogy csak az összefüggéseinket bonyolítaná túl. Példaként szeretnék hozni egy gyors összehasonlítást: $50 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$ hővezetési tényező, 100°C hőmérséklet-különbség hatására egy $0,1$ m hosszúságú, 100 mm belső átmérőjű csövön és egy síklemenzen (melynek felülete a cső középtátmérőjével egyezik meg) az áthaladó hőáramok értéke a következőképpen változik:



2.7. ábra. Hőáramok összehasonlítása sík- és hengeres falra; belső átmérő vonatkoztatási felülettel

A 2.7. ábra bal oldalán a 10 mm és 30 mm falvastagságokra vonatkozó értékek láthatóak. Kisebb falvastagságok esetén a hőáram értéke egy nagyságrenddel nagyobb, így a különbségek nem látszódnának a két számítás között. Az eltérések a jobb oldali ábrán láthatóak. Itt meg kell jegyezni, hogy a számítások során a hőátadó felület állandó volt, ami a cső belső felületére vonatkozott. Ennek következtében 10 mm falvastagsághoz tartozik a maximum 5% -os eltérés. Ez többé-kevésbé kapcsolatba hozható a szilárdsági számításokkal. Szilárdsági számításoknál akkor tekinthetjük a készüléket (vagy csak egy héjat, mint jelen esetben egy hőátadó csövet) vékonyfalúnak, és alkalmazhatók rá a membránfeszültségi állapot egyenletei, ha a belső átmérő és külső átmérő aránya, vagyis az átmérőarány (K) $0,86$ -nál nagyobb érték. Ez az ábrákon bemutatott esetben 15 mm-nél kisebb falvastagságokat jelent, ami majdnem egyezik a hőátadási viszonyokra is. Ebből a két megállapításból következtethetünk arra, hogy amennyiben szilárdságilag vékonyfalúnak tekintünk egy héjat, azt a műveletti számításokban tekinthetjük síkfalnak, így a kialakuló sebességfutamú görbe egyenes lesz.

Azonban abban az esetben, amikor a síkfal hőátadó felületét nem tekintjük állandónak, hanem mindig az adott hengeres héj középtátmérőjéhez viszonyítjuk, teljesen más értékeket kapunk. Ezeket a jellemzőket a következő ábra tartalmazza.



2.8. ábra. Hőáramok összehasonlítása sík- és hengeres falra; középátmérő vonatkoztatási felülettel

A 2.8. ábra bal oldalán gyakorlatilag meg sem lehet különböztetni a két számítással kapott eredményeket. A jobb oldali ábrán az eltérések láthatóak, melyek a vizsgált legnagyobb falvastagság esetén (30 mm) sem érik el még az 1%-os eltérést sem. Az is látható, hogy az eltérések előjele is megváltozott. Míg az első esetben a henger állapotához képest egy kisebb hőáramot számolunk ki (ezért lesznek negatív értékek), addig a folyamatosan módosítottal az eltérések pozitívak, vagyis minimálisan számítunk nagyobb értéket a valósnál.

A hőellenállások koncepciója hőcserélő szerkezetek esetén kevésbé relevánsak, viszont közvetve meg van a jelentőségük. Amennyiben a vizsgált hőcserélővel valamilyen helyiség fűtését vagy hűtését szeretnénk megoldani, akkor a helyiség összetett falszerkezetén átáramló hőmennyiséget ezzel a koncepcióval érdemes kiszámítani.

2.2.3 Hatékonyság modell

A másik, hőcserélők teljesítményét meghatározó elmélet a hatékonyság-átviteli egységyszám (ϵ -NTU) módszer. Kutatásaim során nem alkalmaztam ezt a módszert, viszont mindenképpen érdemes megemlíteni. A módszer alapvető lényege abban rejlik, hogy ebben az esetben meg kell határozni a maximálisan átvihető hőteljesítményt, ami a belépő oldalon vett hőmérsékletek szorzata a kisebb vízártékkal, valamint a hatékonysági tényezővel. Méretezés, illetve az ellenőrzés során az átviteli egységyszám értéke az $NTU = \frac{k \cdot A}{(\dot{m} \cdot c_p)_{min}}$ összefüggésből határozható meg. Ennek valamint a vízártékek arányának függvényében lehet kiszámítani a hatékonyság értékét. A módszer hátrányaként azt lehetne megemlíteni, hogy a hőátviteli tényező meghatározására szolgáló iterációs számítást ebben az esetben is el kell végezni, valamint csak a hőcserélő alaptípusokra érhető el analitikus összefüggés [35, 36, 37].

2.2.4 Szerkezeti anyagok

Vannak törekvések az acél és alumínium szerkezeti elemek más anyagokkal történő helyettesítésére. Ezt az alapanyag-fejlesztést legfőképpen két tényező indukálja: egyrészt a korrózió jelenléte a közeg és a szerkezeti anyag között, másrészt a berendezések tömegének csökkentésére irányuló törekvések. Előbbinek az üzemekben telepített berendezések esetén van jelentősége, míg utóbbinak a szállítóberendezések működéséhez szükséges hőcserélők esetén.

A vegyipari gépészet korrózióállóság szempontjából legideálisabb alapanyaga a tantál. A legtöbb szerves és szervetlen savnak és lúgnak ellenáll, kiváló melegszilárd és hidegszívós tulaj-

donságokkal rendelkezik, hővezetési tényezője a ferrites acélokéval egyezik meg. Két hátrányos tulajdonságot szeretnék megemlíteni. A kisebbik hátrány a sűrűsége, mely közel kétszerese az acélénak (ugyanakkora készülék alátámasztása sokkal robusztusabb elemekkel lehetséges), míg a legfőbb érv a használata ellen az ára. 2020. szeptemberi adatok alapján míg az ausztenites acél kg-ra levetített ára 2-4 USD, addig a tantálé 550-720 USD, mely jól reprezentálja, hogy miért nem használják még plattírozott lemezek gyártására sem. Ugyanilyen hatás érhető el a zománcozott felületek alkalmazásával. Ez a zománcréteg azonban az anyagszerkezeti felépítését nézve egy kerámia, melyek nagyon rossz szilárdsági és hővezetési tulajdonságokkal rendelkeznek, hőcserélő szerkezet építésére alkalmatlan.

A modern polimer alapanyagok megjelenésével azonban elgondolkodhatunk, hogy ilyen alapanyagokat használjunk hőátadó berendezésekben. Ezek a polimerek a jó korrózióálló tulajdonságaik mellett (tömítésként régóta alkalmazzák őket) a fémekhez képest nagyon kis tömeggel rendelkeznek. Hőtani szempontból azonban szigetelőnek tekinthetők, rendkívül kis hővezetési tényezővel rendelkeznek, melyet az anyagtulajdonságokkal foglalkozó kutatók különféle módszerekkel igyekeznek növelni. Ezek közül a leginkább használt megoldás a polimer alapanyagokba beépített töltőanyagok használata.

Hussein és társai [38] vizsgálataikat kifejezetten a töltőanyagokra vonatkozóan végezték el. Az első vizsgált töltőanyaguk a fémek voltak, melyek háromféleképpen kerülhetnek a polimer mátrixba: 3D-s gömb vagy kocka alakban, 2D-s lemez vagy 1D-s szálak formájában. Ezen fémek esetén a szilárdsági jellemzők növekszenek, a hővezetési tényező értéke szintén nő (minél kisebbek a részecskék, annál nagyobb arányban, maximum 2,45 W/mK értékig), viszont a sűrűség és a korrózióállóság értéke hátrányosan változnak. Szénalapú töltelék esetén már nem sérülnek a korrózióállóságra és sűrűsége vonatkozó szempontok, ellenben a hővezetési tényezőt sokkal nagyobb arányban sikerül megnövelni (695 W/mK hővezetési tényező is elérhető szénszál erősítésű epoxy kompozitokkal), de átlagosan a szénlemezekkel 28-30 W/mK értékre növelhető, ami meghaladja az ausztenites acélok hővezetési tényezőjét. A harmadik nagy csoport a kerámiákkal történő megerősítés. Itt elsősorban a keményfémekkel történő "ötvözést" kell megemlíteni. Alumínium nitriddel és bór-nitriddel 11,5 és 32,5 W/mK hővezetési tényezőt lehet elérni a kompozitokra vonatkozóan. Xu a társaival [39] hasonlóképpen alumínium nitriddel kapcsolatban végzett vizsgálatokat. Különbözőképpen előállított és különböző mennyiségű AlN (alumínium-nitrid) részecskékkel erősítettek PVDF (polivinilidén-fluorid) anyagú mátrixokat. Így 8,16 W/mK hővezetési tényezőt értek el. Azt tapasztalták, hogy ahogy nő a kompozit hővezetési tényezője, úgy fog csökkenni a köbös hőtágulási együtthatója (β).

Yan és társai [40] már numerikusan vizsgálta ezeket a polimer-kompozitokból felépített hőcserélőket. Összehasonlító elemzésnek vetnek alá a köpenytérben, a csősorok között elhelyezett hálóval és háló nélküli csőköteges hőcserélőt. A szimuláció és kísérleti eredményeket között gyakorlatilag nincs különbség a háló nélküli esetben, a kialakításhoz 650 W/m²K körüli hőátviteli tényező társult. Sokkal nagyobb eltérés társult azonban a hálóval rendelkező berendezéshez. Ekkor a kísérletből 820 W/m²K, míg a CFD szimulációból 910 W/m²K hőátviteli tényezők adódtak. Ennek oka az, hogy a valóságban ennek a hálónak nincs akkora turbulencia növelő hatása, mint azt a szoftveres háttér feltételez.

2.3 Numerikus szimulációk háttere

Kutatásaim során a hőátadási műveleteket három aspektusból vizsgáltam: kísérleti, numerikus szimulációs és analitikai számításos szemszögből. Minden esetben, amikor lehetőségem volt rá, kísérleteket végeztem a valós berendezéseken, melyhez olyan numerikus modellt építettem fel, hogy a kétféle módon kapott eredmények közel ugyanazt az eredményt hozzák, majd megvizsgáltam a szakirodalomban található összefüggésekkel kapott eredményeket. Amennyiben ez a

modell nem adott az előzőekhez hasonló eredményt, módosítottam az összefüggésekben található konstans-tényezőket, hogy az adott feladathoz egy jobb számítási modellt építsek fel, amit az optimalás során felhasználhatok.

A numerikus szimulációk során a Navier-Stokes egyenletet kell megoldani a beállított peremfeltételek és valamilyen turbulencia modell mellett. Akármilyen kis Re-számú áramlást szimulálunk, a kezdeti szakaszban biztosan lesznek turbulensként jellemezhető szakaszok az áramlási képben (melynek meghatározására szintén nincs egzakt összefüggés, a Re és a Pr szám, az átmérő valamint egy konstans függvénye). Természetesen ahogy nő a Re szám értéke, így lesz ezeknek a kialakult örvényeknek a hatása egyre nagyobb. Ennek következtében az áramlást egzakt módon leíró Navier-Stokes összefüggés megoldása nagy számítási kapacitás mellett is rendkívül időigényessé válna, így ennek az örvényességnek a hatását a turbulenciamodellekben leírt egyenletekkel helyettesítjük.

Felületi hőcserélők esetén két jellemző vizsgálata a megszokott: az áramló fluidumok és a fal közötti hőátadási tényező valamint a szerkezet ellenállásnak (nyomáscsökkenésének) a meghatározása. Ez a megállapítás az esetünkben nem elegendő az alkalmazott turbulencia modellre nézve, mert mást kell alkalmazni egy folyadék-folyadék típusú csöves hőcserélők esetén, mint egy gáz-folyadék típusú bordáscsöves hőcserélők esetén.

Nemati és Moghomi [41] pontosan ezeket az alkalmazási lehetőségeket hasonlítja össze egy bordáscsöves hőcserélőből kivett geometria vonatkozásában. Tanulmányukban bemutatták, hogy a több differenciálegyenletet megoldó modellek a mért eredményekhez viszonyítva sokkal pontosabb eredményt szolgáltatnak, mint például a későbbiekben részletesebben tárgyalt k - ε és k - ω modellek, amik csak 2 egyenletet használnak. Természetesen nem szabad a hátrányokról sem megfeledkezni, ezek alkalmazása sokkal erőforrás- és időigényesebb.

2.3.1 k - ε turbulencia modell

Az egyik ilyen turbulencia modell megalkotása Bradshaw nevéhez fűződik [42]. Ez tekinthető az egyik leggyakrabban alkalmazott modellnek, mely két parciális differenciálegyenletet old meg. A modell nevében található k a kinetikus energiára, az ε pedig a turbulencia-eloszlásra vonatkozik. Ez a modell olyan esetekben alkalmazandó amikor a faltól távoli áramlási tulajdonságokra vagyunk kíváncsiak, falak közelében viszonylag rosszul működik.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (2.45)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (2.46)$$

Az összefüggésekben szereplő tagok értelmezése:

- G_k a sebesség-gradiensből származó turbulencia kinetikus energia,
- G_b a felhajtóerőből származó turbulencia kinetikus energia,
- σ_k és σ_ε a turbulens Pr-számok,
- S_k és S_ε forrástagok.

A turbulens viszkozitás értéke

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}. \quad (2.47)$$

Launder és Spalding alapján [43] a konstansok értékei

$$C_{1\varepsilon} = 1,44; C_{2\varepsilon} = 1,92; C_\mu = 0,09; \sigma_k = 1,0; \sigma_\varepsilon = 1,3.$$

2.3.2 k - ω turbulencia modell

A másik leggyakrabban használt turbulencia modell, mely Wilcox [44] munkája nyomán terjedt el. Ez a modell is kettő parciális differenciál-egyenletet old meg, a kinetikus energia mellett ebben az esetben az ω fajlagos disszipációs arányt jelenti. A $k - \omega$ modell alapegyenletei:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k, \quad (2.48)$$

és

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega. \quad (2.49)$$

Az összefüggésekben szereplő tagok értelmezése:

- G_k és G_ω a két jellemző keletkezését fejezi ki,
- Y_k és Y_ω a turbulencia miatti disszipációk,
- S_k és S_ω a források,
- Γ_k és Γ_ω pedig a hatásos diffuzivitások.

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{Pr_k} \quad (2.50)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{Pr_\omega} \quad (2.51)$$

A turbulens viszkozitás pedig

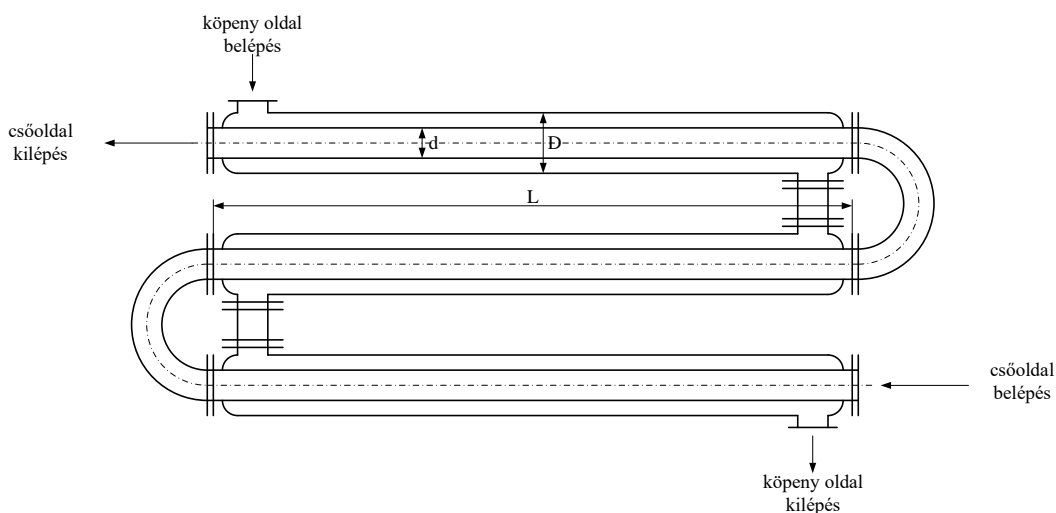
$$\mu_t = \alpha \cdot \frac{\rho k}{\omega}. \quad (2.52)$$

Ez utóbbi egyenletben szereplő α tényező nagy Re-számok esetén 1 értéket vesz fel, korrigálni csak kisebb Re-számok esetén szükséges.

3 | Cső a csőben hőcserélők

3.1 Cső a csőben hőcserélők irodalmi áttekintése

A cső a csőben hőcserélők, ahogy a bevezetés részben is látható, a legegyszerűbb típusú hőcserélő konstrukciók közé tartoznak. Legjellemzőbb felhasználási területük az élelmiszeripar, mivel a hőérzékeny anyagok melegítése vagy hűtése ezzel a típussal oldható meg a legkíméletesebben. Felépítésük roppant egyszerű: két különböző átmérőjű koncentrikus hengerből állnak, melyeket helytakarékosági szempontból a 3.1. ábrán látható módon rövidebb csőszakaszokból építenek fel.



3.1. ábra. Cső a csőben hőcserélő sematikus ábrája

Ennek a felosztásnak kettős célja van: egyrészt a kis hőátadó felület miatt rendkívüli csőhosszúságok jöhetnek ki, amihez egyrészt rendkívül hosszú berendezések tartoznának, amelyek fizikailag nem férnének el az üzemekben, valamint a csövek koncentricitását nehezebb biztosítani, másrészt problémák adódhatnak az áramlási tulajdonságokkal.

Éppen ezért a cső a csőben típusú hőcserélőkkel végzett vizsgálatok a turbulencia növelésének lehetőségével foglalkozik. A csőben történő áramlásokra alkalmazható, már-már klasszikusnak nevezhető összefüggés Sieder és Tate [45] nevéhez fűződik, melynek alakja a

$$\text{Nu} = 0,027 \cdot \text{Re}_{D_h}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\eta}{\eta_{fal}} \right)^{0,14} \quad (3.1)$$

formát veszi fel. Az összefüggésben szereplő Re_{D_h} tag a vizsgált térrészben szereplő Re számot jelenti. A nevezőben lévő D_h tag vonatkozna arra, hogy a számításokban minden esetben a hid-

raulikai átmérőt kell használni. A hidraulikai átmérő definíció szerinti kiszámítási módja:

$$D_h = \frac{4 \cdot \text{áramlási keresztmetszet}}{\text{nedvesített kerület}}. \quad (3.2)$$

Míg a belső cső esetén a hidraulikai átmérő megegyezik a belső cső belső átmérőjével

$$D_{h,i} = \frac{4 \cdot \frac{d_i^2 \cdot \pi}{4}}{d_i \cdot \pi} = d_i, \quad (3.3)$$

addig a köpenytérnek, tehát a körgyűrű keresztmetszetnek a hidraulikai átmérője mindkét cső átmérőjétől függ:

$$D_{h,e} = \frac{4 \cdot \left(\frac{D_i^2 \cdot \pi}{4} - \frac{d_e^2 \cdot \pi}{4} \right)}{D_i \cdot \pi + d_e \cdot \pi} = \frac{\pi \cdot (D_i^2 - d_e^2)}{\pi \cdot (D_i + d_e)} = \frac{(D_i + d_e)(D_i d_e)}{(D_i + d_e)} = D_i - d_e, \quad (3.4)$$

tehát a külső cső belső átmérőjének és a belső cső külső átmérőjének a különbsége. Az összefüggésekből látszik, hogy a turbulencia értékének változását predesztinálni elég nehézkes és veszélyes feladat, mivel ha az átmérők közel vannak egymáshoz, akkor a jellemző geometria lesz kis értékű, viszont az áramlási sebesség lesz nagy, ellenkező esetben viszont, amikor a külső cső átmérője akár többszöröse a belső térnek, akkor a jellemző geometria lesz jóval nagyobb értékű, melynek hatására az áramlási keresztmetszet fog lecsökkenni. Ez lesz az egyik olyan tulajdonság, mely a szerkezet optimalizálhatóságát fogja jelenteni.

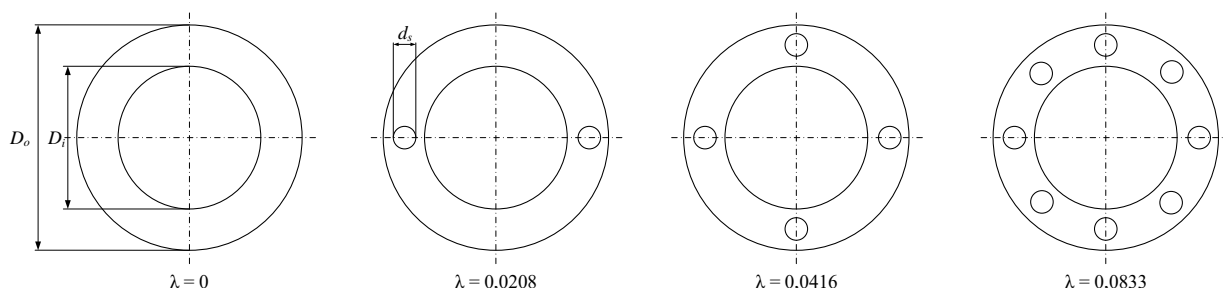
Számos más turbulencianövelő kialakítás létezik, melyeknek hatását mind mérésrel, mind CFD szimulációval igazoltak. Sheikholeslami társaival kifejezetten a cső a csőben hőcserélők hőátadási viszonyait vizsgálta. A kísérleti berendezés belső áramlási terében áramlik a víz, a külső térrészben pedig az ellenirányú levegő. Az első ilyen turbulencia-növelő lehetőség a köpenytérben elhelyezett áramlástörő korongok [46], melyek leginkább egy karimatányér kialakítására hasonlítanak. A lehető legegyszerűbb turbulencianövelő alkatrészeiről van szó, mégis öt geometriai mérettel rendelkeznek, melyek mind hatással lesznek a kialakuló hőátadási tényezőre:

- a tárcsa belső átmérője, melynek minimális értéke a belső cső külső átmérője lehet,
- a tárcsa külső átmérője, melynek maximális mérete a külső cső belső átmérője lehet,
- a tárcsa vastagsága,
- a tárcsán elkészített furatok átmérője,
- a tárcsán elkészített furatok darabszáma.

Bármelyik geometriai tényező megváltoztatása hatással lehet a hőátadási tényezőre. Ebből következik, hogy számos mérést és/vagy szimulációs vizsgálatot kell végezni ugyanarra a hőátadási esetre. Ahhoz, hogy az adott típusra egy általánosan alkalmazható tapasztalati összefüggés használható legyen, elengedhetetlen a hasonlóságelmélet szabályainak alkalmazása. Nyilvánvalóan itt geometriai hasonlósági arányszámokat kell figyelembe venni. Két áramlás is csak akkor hasonló egymáshoz, ha a Re-számuk megegyezik, nem pedig valamelyik kiragadott fizikai jellemzője pl. a sebességük azonos. Két ugyanakkora külső és belső átmérőkkel jellemzett tárcsa nem ugyanakkorra hatással lesz a hőátadásra, ha az egyiket szoros illesztéssel építünk be egy hőcserélőbe, a másikat viszont több mm-es, akár cm-es túrésekkel.

A tanulmányhoz építettek egy lehető legegyszerűbb cső a csőben hőcserélőt, melyben 4 különböző terelőelemet helyeztek el. Ezek a tárcsák azonos külső és belső átmérőkkel, furatátmérőkkel és tárcsavastagsággal rendelkeztek, a változó paraméter a tárcsák közötti távolság és a furatok száma volt. Annak érdekében, hogy általánosan jellemző, dimenziómentes értékeket kapjanak, a

mérőeszközhöz viszonyítva két geometriai hasonlósági kritériumot alkottak meg: a tárcsatávolság és külső átmérő arányát (PR), valamint a nyitottsági arányt (λ). A kutatók a méréseket és a numerikus szimulációkat három különböző osztással ($PR = 5,83; 2,92; 1,83$), valamint négyféle nyitottsággal ($\lambda = 0; 0,0208; 0,0416; 0,0833$) végezték el. A 3.2. ábra a vizsgált tárcsák geometriáját mutatják.



3.2. ábra. A vizsgált turbulenciafokozó tárcsák

Az eredményeik a várt hatást mutatják: a tárcsák közül a furatok nélküli okozza a legnagyobb turbulenciát, így ennek van a legnagyobb hatása a Nu -számra. Az osztástényező pedig akkor növeli a hőátadás értékét, ha a tárcsák minél közelebb vannak egymáshoz. Ez a hatás az elhalási hosszal magyarázható; ha közel vannak egymáshoz az akadályok, egymás hatását növelik, ezzel szemben a távol lévő tárcsák között az áramlás stabilizálódhat, így ezeken a tartományokon a hőátadási tényező értéke jelentősen csökkenhet. Egy 12000 levegőoldali Re -szám esetén a legrosszabb esetben jelentkező 53 Nu -szám ellenében a legjobb esetre 72-es érték egy közel 35%-os növekedést jelent a hőtéljesítményre nézve, mely jelentős növekedés. Összehasonlították a kapott tapasztalati értékeket a szakirodalomban található összefüggésekkel [47]. Az egyik ilyen a Petukhov összefüggés,

$$f = (0,79 \cdot \ln(Re) - 1,64)^{-2}, \quad (3.5)$$

a másik pedig a Gnielinski összefüggés

$$Nu = \frac{Pr \cdot (Re - 1000) \cdot \left(\frac{f}{8}\right)}{1 + 12,7 \cdot (Pr^{2/3} - 1) \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{0,5}}. \quad (3.6)$$

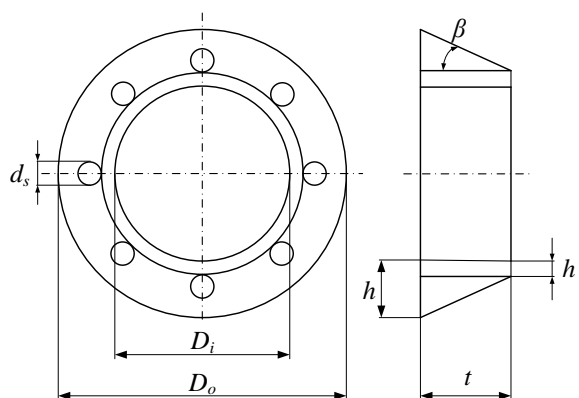
Ezek 3000 és $5 \cdot 10^6$ közötti Re szám esetén használhatóak. A sűrűlási tényező értékében $\pm 7\%$ -os, a Nu szám értékében pedig $\pm 3\%$ -os eltéréseket tapasztaltak.

Gorji-Bandpyval és Ganjival közösen készített tanulmányában [48] ugyanezen a mérőkészüléken végzett méréseket, azonban ebben az esetben a turbulátorok a rugós alátétéhez hasonlatos fémlapok voltak. Itt szintén értelmeztek nyitottság és osztástényező paramétert. A tárcsák kialakításukból adódóan jótékony hatással vannak a turbulenciára, ezáltal a hőátadási tényező értékére, így azonos áramlási és geometriai feltételek mellett a tapasztalt Nu -szám értéke minden esetben meghaladja a tárcsák okozta Nu -szám értékét. Másik jótékony tulajdonságuk a tapasztalati összefüggések előrejelzésében mutatkozik meg, mivel a korábban bemutatott Petukhov összefüggéssel (3.5.) számított sűrűlási tényező $\pm 7\%$ -os, míg a Gnielinski összefüggéssel (3.6.) meghatározott Nu szám értéke $\pm 2\%$ -os eltérést mutatott, ami következtében analitikai számításokkal elég pontosan meghatározható a méretezendő hőcserélő szerkezet hőtéljesítménye. Sheikholeslami és társai a kúpos geometriával rendelkező terelőtárcsák vizsgálatával is foglalkozott [49]. Annak következtében, hogy a tárcsa egyik oldalát kúpra munkáljuk le, újabb geometriai kényszereket kell

figyelembe venni. Ezek a kényszerek a kúp félkúpszöge, a tárcsa oldalán lévő vállak magassága és szélessége (nyilván ezek az értékek egymástól nem függetlenek, három ismeretében a negyedik számítható). A 3.3. ábra ezeket a geometriai méreteket mutatja, az összefüggés közöttük pedig az

$$\beta = \arctan \left(\frac{h - h'}{t} \right) \quad (3.7)$$

összefüggéssel írható le.



3.3. ábra. Turbulenciafokozó kúpos tárcsák

Az előzőekben bemutatott tárcsák szimmetrikusak voltak, a kúpos tárcsák esetében viszont vizsgálni kell azt is, hogy az áramló közeg a kúpos felülettel érintkezik, vagy pedig a síkba munkált oldallappal, így egyenes és fordított irányú tárcsákat vizsgáltak a kutatók. Az eredményeket, a teljesség igénye nélkül a 3.1.táblázat tartalmazza:

3.1. táblázat. Kúpos terelők következtében kialakult Nu-számok értéke

		$PR=5,83$		$PR=1,83$	
		$\beta = 15^\circ$	$\beta = 30^\circ$	$\beta = 15^\circ$	$\beta = 30^\circ$
DCR	$\lambda = 0$	56	56	71	69,6
	$\lambda = 0,0833$	52	51	62	61,5
RCR	$\lambda = 0$	59	57,7	71	69,6
	$\lambda = 0,0833$	55,2	57,6	62,4	62,8

A táblázatban szereplő PR a terelőlemezek távolságának és külső átmérőnek a hányadosa, a DCR az áramlás irányában álló tárcsák (Direct conical ring), míg az RCR az áramlással szemben álló kúpos tárcsákat (Reverse conical ring) jelentik. Ennek a típusú terelőnek a hatását is a Petukhov és Gnieskili összefüggésekkel összehasonlítva $\pm 7\%$ és $\pm 2\%$ -os eltérések tapasztalhatók.

A bemutatott eredményekből látszik, hogy minél nagyobb ellenállást jelent a terelőlemez az áramlásra nézve, vagyis az áramlás turbulenciáját növeli, annál jobb hőátadási tényező fog kialakulni. Ugyanez igaz a terelők számára, minél sűrűbben helyezkednek el, annál inkább hatással lesznek egymásra és növelik a hőteljesítményt. Ezeknél a diszkrét pontokban elhelyezett terelőknél az összehasonlítás alapját jelentő összefüggések egész jól alkalmazhatók, optimalási feladat során a valóságban kialakuló hőteljesítményhez közeli érték számítható ki vele.

A másik nagy terelőlemez csoportot azok az eszközök alkotják, melyek az előzőekben bemutatottakhoz képest nem adott pozíciókban helyezkednek el és zavarják meg az áramlást, hanem az áramlási tér teljes hosszában jelen vannak, spirál alakban helyezkednek el a hossz tengely mentén. Ezen spirálterelők esetén a plusz örvénylő mozgás miatt a áramlás jellege a teljes hossz mentén közel állandónak tekinthető, nem kell elhalással kapcsolatos jelenségektől tartani. A hő- és áramlási előnyökkel szemben a legnagyobb hátrányt a szerkezet megépítése jelenti, sokkal pontosabb és időigényesebb gyártástechnológiát igényelnek. Ilyen cső a csőben hőcserélőkkel Ranjith és Shaji [50] és Hazbehian et al. [51] foglalkoztak tüzetesebben. Ezekben az esetekben, amikor az áramlási térbe valamilyen spirálbordaszerű terelőlemezt helyezünk el, a Manglik-Bergles összefüggést [52] célszerű alkalmazni:

$$\text{Nu} = 0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot \left(\frac{\pi}{\pi - \frac{4\delta}{d}} \right)^{0,8} \cdot \left(\frac{\pi + 2 - \frac{2\delta}{d}}{\pi - \frac{4\delta}{d}} \right) \cdot \left(\frac{\eta}{\eta_{fal}} \right)^n \cdot \left(1 + \frac{0,769}{y} \right)^{0,2}, \quad (3.8)$$

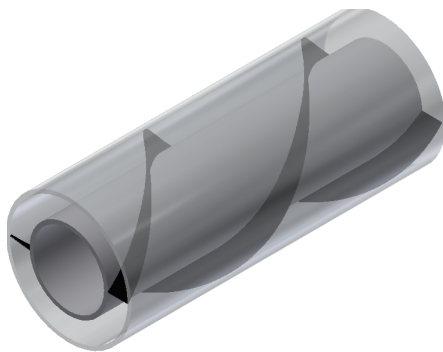
ahol az y a spirál menetemelkedése [m], a δ pedig a szalag vastagsága, az n tényező pedig a hőátadás jellegétől függ: fűtés esetén 0,18, hűtés esetén pedig 0,3.

Ez az összefüggés a Dittus-Boelter összefüggés [47] speciális esete,

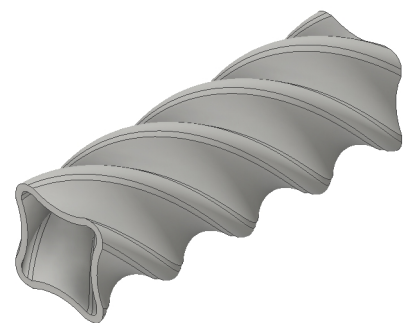
$$\text{Nu} = 0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{1/3}, \quad (3.9)$$

mely összefüggés az egyik legszélesebb körben alkalmazott Nu-szám összefüggés, ami terelőlemez nélküli esetben, csőben történő áramlás esetén alkalmazható. A 3.8. összefüggésben megjelenik tényezőként a spirálszalag falvastagsága is. Ennek magyarázata, hogy ilyen esetben ez a szalag nem csupán az áramlás vezetésére, a turbulencia növelésére szolgál, hanem gyakorlatilag egy külső bordaként részt vesz a hőcserefolyamatban. Mivel az élével érintkezik a szilárd fallal, a spirál anyagában hővezetéssel tovább tud terjedni a hő, így növelni tudja a hőteljesítmény értékét. Nyilvánvalóan nem lesz olyan hatása, mint a speciálisan ezt felhasználó bordáscsöves hőcserélők esetén (részletesebben az 5. fejezetben), de hatása már így sem elhanyagolható.

Ranjith és Shaji [50] mind a belső csőbe, mind a körgyűrűbe konfigurált ilyen spirálbordát, melyet ANSYS-FLUENT környezetben vizsgált. Háromféle spirálon végzett numerikus szimulációkat: egy kisebb menetemelkedésű spirállal, egy nagyobb menetemelkedésű spirállal, valamint kontrollként egy egyszerű, spirál nélküli hőcserélővel. Ebben az esetben is megjelenik a hasonlóságelmélet felhasználásának igénye, mégpedig a kutató által *csavarodási aránynak* nevezett tényező értékében, mely a menetemelkedés és a belső cső átmérőjének arányát képviseli. Tanulmányukban megjelenik ez az arány mind a belső cső, mind a külső cső oldalán. Szimulációikkal bebizonyították a 3.8. összefüggés alkalmazhatóságát, az elméleti és szimulációs eredmények mindössze pár százalékos eltérést mutatnak egymáshoz képest.



3.4. ábra. Spirál alakú terelő a köpenytérben



3.5. ábra. Példa csavart belső csőre

Érdekesség a kapott eredményekben, hogy a legnagyobb Nu-szám, és így hőátadási tényező értéke nem lesz egyenesen arányos a csavarok számával. Ugyanolyan körülmények között, vagyis azonos köpenyoldali áramlással ($Re=4717$) és geometriával ($d_i = 22$ mm és $d_o = 26$ mm), ugyanolyan csőoldali áramlással ($Re=14591$), mindössze a spirálokat változtatva, 3-as csavarodási aránynál a Nu szám értéke 102, 5-ös aránynál 91, míg spirálterelők nélkül mindössze 66 értékre adódik.

Az elért eredmények különösen fontosak a tervezőmérnökök számára. Az elméleti elgondolások alapján minél több csavart ír le a folyadék mozgása, annál nagyobb lesz a hőátadási tényező értéke. Ezzel szemben a természet teljesen máshogy viselkedik, lesz egy olyan csavarodási arány, melynél globális maximumpontot ér el a Nu szám értéke, mely feltétel biztosítani fogja, hogy optimalás során eredményt fogunk kapni. Mindezek mellett a készülék gyártástechnológiája is jóval egyszerűbbé válik, mind a hegesztési varratok, a spirál legyártásának, mind pedig a nyomásesés tekintetében, melyek tovább csökkentik a készülék teljes költségét. A külső, körgyűrű alakú áramlási térbe helyezett spirál alakú terelők hasonló viselkedést mutattak.

Hazbehian és társai [51] hasonló vizsgálatokat végeztek, tanulmányukban kísérleti berendezésen mért értékeket hasonlították össze a hasonlósági elméletből kapott összefüggés eredményeivel. A mérések során csak a belső csőtérben helyeztek el terelőspirálokat, egy 3-as és 8-as értékkel jellemezhető csavarodási aránnyal. Az eredményeik korrelálnak az előzőekben bemutatott tanulmánnyal: az elméleti számítással kapott értékek jó egyezést mutatnak a mért eredményekkel (a súrlódási tényező nagyobb szórást mutat, mint a Nu számé), valamint a nagyobb csavarodási arány nem feltétlen fog nagyobb Nu szám értéket okozni. Ebben a tanulmányban a másik fontos vizsgált tényező a folyadéktérben lévő nanorészecskék jótékony hatása a hőátadási folyamatra. Ebben az esetben a fluidum hővezetési tényezőjének meghatározására alkalmas vizsgálatokat végeztek a hőmérséklet és a részecskék térfogatarányának függvényében. A mért és számított értékek még jobban korreláltak, mint a Nu szám és súrlódási tényező értéke.

Az előbbieken bemutatott turbulencianövelő lehetőségek hátránya (a gyártástechnológián túl) az, hogy csak arra a térrészre lesznek hatással, ahol a terelő fizikailag elhelyezkedik. Abban az esetben viszont, ha a spirált önmagában a belső csőben alakítjuk ki, hatása lesz mindkét közegre vonatkozóan. Ezek a csövek tetszőleges alakúak lehetnek, jellemző értékük szintén dimenziómentes méretek lesznek, az átmérők és menetemelkedések hányadosai. Erre mutat példát a 3.5. ábra.

Gorman és társai [53] egy ilyen típusú csővel rendelkező cső a csőben hőcserélő numerikus szimulációjával foglalkoztak, vizsgálataikban a hangsúlyt kifejezetten a hőátadási és áramlási tulajdonságokra fektették. A berendezéseket egyen- és ellenirányban is vizsgálták, és a szimulációkat kifejezetten a lamináris tartományban végezték el. Ennek következtében a tanulmányokban nem is adtak meg tapasztalati Nu számra vonatkozó összefüggéseket, mivel egyszerű geometriájú csövek esetén lamináris esetben a Nu szám értéke egy konstans értékhez konvergál, feltételezve a teljesen kialakult áramlást. Ennek megfelelően a hőátadási tényező értékét a hőteljesítményből számolja vissza, a hőellenállások koncepcióját felhasználva.

ANSYS-CFX szoftverkörnyezetet használtak a numerikus szimulációk elvégzéséhez. Mind a nyomásesésre, mind a hőátadási tényezőre vonatkozóan hasonló analógiát mutattak ki, mint amit a spirálterelők esetében felvázoltam: minél kisebb a csavarodási arány, annál kisebb a nyomásesés és nagyobb a kialakuló hőátadási tényező értéke.

3.2 Cső a csőben hőcserélők optimalása

Mint minden szerkezet esetén, úgy hőcserélők esetében is szükséges minden működési jellemzőt valamilyen analitikus függvényvel ismernünk. Ezek a jellemzők ebben az esetben a hőteljesítmény és a nyomásesés lehetnek, melyekből számíthatóvá válnak a költség típusú jellemzők,

melyek a célfüggvény értékét jelentik számunkra. A célfüggvény meghatározásánál három szemlélet állhat előttünk. Tekinthejtük a készülék megépítési, összeállítási költségét alapnak, ebben az esetben egy egyszeri költséget kell számítanunk, melynek elemei az alapanyag költsége, előkészítési és hegesztési költség, szabványosított alkatrészek költsége (csonkok, karimák, csavarok, anyák, szelepek, stb.), festési és egyéb felületkezelő eljárások költségei lehetnek. A másik szemlélet szerint a hőcserélő tervezett időtartama alatt a közegek áramlását biztosító szivattyúk energiafelhasználását tekinthejtük alapnak. Ezek a jellemzők a készüléken tapasztalható nyomásesés nagyságával lesznek arányosak. A harmadik esetben mindkét jellemzőt figyelembe vesszük, ilyen esetben azonban valamilyen súlyozást kell alkalmaznunk, hogy ne legyen aránytalanul nagy eltérés a két típusú költség között.

Az előbb felsorolt célfüggvények mellett a feltételfüggvények ismerete is szükséges. A legtöbb esetben a készülék hőteljesítményének előírása lehet ilyen feltétel. Egy ilyen típusú méretezés vagy optimalás során az egyik közegre vonatkozóan (melyet nevezzünk ezentúl technológiai közegnek) ismerjük az összes jellemzőjét, melyek közül számunkra a tömegáram (\dot{m}), a be- és kilépő hőmérsékletek (T_{be}, T_{ki}), valamint a fajhő értéke szükséges, melyből meghatározható a hőátadás szükséges mértéke:

$$\dot{Q}_{tech} = c_{p,köz,tech} \cdot \dot{m}_{tech} \cdot |T_{be} - T_{ki}|. \quad (3.10)$$

A méretezési eljárás során feladatunk olyan geometriát és olyan tömegáramú segédközeget választani, amelyekből visszaszámítva a hőátadási és hőátviteli tényezőket olyan teljesítményt kapunk,

$$\dot{Q}_{segéd} = c_{p,köz,segéd} \cdot \dot{m}_{segéd} \cdot |t_{be} - t_{ki}|, \quad (3.11)$$

és

$$\dot{Q}_{hcs} = F \cdot k \cdot A \cdot \Delta T_{LOG}, \quad (3.12)$$

melyekre a hőteljesítmények értékének közel azonosságát kapjuk:

$$\dot{Q}_{tech} = \dot{Q}_{segéd} = \dot{Q}_{hcs}. \quad (3.13)$$

A 3.10. összefüggésben szereplő tagok közül mindennek ismertnek kell lennie, különben nem beszélhetünk méretezési feladatról, a 3.11. összefüggésben viszont minden tényező a tervezőtől és a beépítés helyszínétől is függ. Egy nagyobb üzemben, ahol többféle hideg- és meleg-energia is rendelkezésre áll, úgy kell megválasztani a segédközegeket, hogy az üzembiztonságot is szem előtt kell tartani. Természetesen a segédközegnek is minden jellemzője hatással lesz a készülék hőátadási tényezőjére. Ilyen szempontok lehetnek:

- a készüléken áthaladó tömegáram következtében kialakuló sebességek ne haladják meg gőzök esetén a 20-25 m/s, gázok esetén a 10-15 m/s, folyadékok esetén pedig a 1,5-2 m/s sebességeket. Ennek egyik oka a rendkívül kis tartózkodási idő, a másik pedig az, hogy a nyomásesés a sebesség négyzetével arányos, melyet a súrlódásos közegre érvényes Bernoulli-egyenletből határozhatunk meg [54], mely lamináris esetben

$$\Delta p = \frac{64}{Re} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}, \quad (3.14)$$

turbulens esetben pedig

$$\Delta p = f \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}. \quad (3.15)$$

Ez a f csőszűrlődési tényező Blasius összefüggéséből mind a külső, mind a belső oldalra

$$f = \frac{0,316}{Re^{0,25}}. \quad (3.16)$$

Ezen tényezők mellett az eróziós hatásokról sem szabad megfeledkezni. A nagyobb sebességek sokkal nagyobb mértékben fogják koptatni a csőfalat. Ez különösen igaz lesz az iránytöréseket okozó alkatrészeknél, jelen esetben a könyökökre.

- Az erőhatások és nyomásvesztés csökkentésével ellentétesen viselkedik a közegsebesség a hőátadási tényező értékére nézve: lamináris esetben, kis sebességeknél kis értéket okoz, a turbulens tartományban, nagy sebességeknél viszont többszörösére növelhető az érték. Láthattuk, hogy nem csak kizárólag a sebességek növelésével növelhető a turbulencia értéke, hanem a különböző típusú turbulencia-növelő alkatrészekkel. Fontos megjegyezni, hogy ezek alkalmazása az áramlási térben szintén megnövelik a nyomásesés értékét.
- Az áramló közegek anyagtulajdonságainak is jelentős hatása van, így ha lehetőség van rá, célszerű a segédközeg minőségét is megváltoztatni. Ugyanolyan áramlási feltételek mellett $\varnothing 20$ mm cső belsejében, 1,5 m/s közegsebességű áramlás esetén víz és etil alkohol turbulens módon áramlik, a kialakuló hőátadási tényező értéke rendre $5600 \frac{W}{mK}$ és $1560 \frac{W}{mK}$, levegő esetén viszont lamináris az áramlás, és mindössze $5 \frac{W}{mK}$ hőátadási tényező alakul ki.
- Nem szabad elfelejtenni a nem-egyenes csővezetékek ellenállásairól sem. Cső a csőben típus esetén (ahogy a 3.1. ábrán látható) a könyökök ellenállását kell figyelembe venni. Minden ilyen csővezeteki szerelvényhez (könyök, szelep, gömbcsap, tolózár, szűkítő/bővítő, stb.) hozzárendelhető egy ζ ellenállási tényező, mely függ a szerelvény méretétől, anyagától. Optimális méretezési eljárás esetén a szakirodalomban elérhető adatokra interpolációs/extrapolációs egyenesek és polinomgörbék is illeszthetők, mellyel a csőátmérők ismeretlen volta miatt van szükség. A könyökökre vonatkozóan:

$$\Delta p_k = 0.2 \cdot 1,12 \cdot n_k \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}, \quad (3.17)$$

ahol n_k a könyökök számát jelenti.

- Közvetve költség-megtakarítást jelent, ha a csőhosszúságot egész méterenként korlátozzuk. A közúti szállítás során ez maximum 6 m lehet, így célszerű úgy megadni a feltételeket, hogy ebből a 6 m-ből diszkrét darabolással milyen hosszúságokat kaphatunk (1 vágással 3 m, 2 vágással 2 m, 3 vágással 1,5m stb.).

Az optimalizációs feladat során a változók meghatározása az egyik legfontosabb és legnehezebb feladat. Cső a csőben hőcserélők esetén ezek lehetnek geometriai méretek (jelen esetben a csövek átmérői, teljes hosszúság) vagy technológiai paraméterek (tömegáram, kilépő hőmérséklet). Mindegyik változónak jelentős hatása van mind a célfüggvény értékére, mind pedig a korlátozó feltételekre. Az optimalizálás során a célfüggvény értéke meghatározható az anyagköltség és a vizsgált időszakra vetített üzemeltetési költség összegeként. Természetesen itt még számtalan más költséget meg lehetne határozni, azonban ezek jelentősége a vizsgált berendezés tekintetében elhanyagolható, a két legjelentősebb alább látható.

- Az anyagköltség

$$C_m = c_m \cdot \rho_{anyag} \cdot e \cdot \left[\left(\frac{(d+2e)^2 \pi}{4} - \frac{d^2 \pi}{4} \right) + \left(\frac{(D+2e)^2 \pi}{4} - \frac{D^2 \pi}{4} \right) \right] \cdot L, \quad (3.18)$$

- az üzemeltetési költség pedig

$$C_{op} = c_E \cdot \frac{m_i}{\rho_i} \cdot (\Delta p_i + \Delta p_{i,k}) + c_E \cdot \frac{m_o}{\rho_o} \cdot (\Delta p_o + \Delta p_{o,k}). \quad (3.19)$$

- Adott időegységre vonatkozóan a célfüggvény a két részköltség összegeként értelmezendő:

$$C_{total} = C_m + C_{op}. \quad (3.20)$$

A elemzések során további geometriai korlátokat kell megfogalmaznunk.

- Meg kell határozni egy minimális belső átmérőt. Ez az érték minél kisebb, annál nagyobb sebesség fog a belső oldalon kialakulni, mely egyrésztől nagy hőátadási tényezőt okozna, másrésztől viszont a készülék hosszát növelné meg a hőátadó felület miatt, valamint felgyorsítaná az eróziót.
- A külső cső belső átmérőnek nagyobbak kell lennie a belső cső külső átmérőjének. Ez a feltétel triviálisnak tűnik, de a feltételek megadásánál rögzíteni szükséges.
- Az ismeretlen kilépő hőmérsékletnek nagyobbak kell lennie. Ezzel a feltétellel biztosítható a számítás során az előjel helyesség.
- Az előző feltételhez szorosan kötődik, hogy a csőhosszúságnak, könyökök számának és tömegáramnak is pozitív számoknak kell lennie.

Az optimalálás során ezek alapján a célfüggvényt a

$$C_{total} \rightarrow \min \quad (3.21)$$

összefüggéssel azonosítottam. A tervezési feltételek pedig a következők voltak:

- A hőteljesítményekre két feltétel vonatkozott:

$$cond_1 : \dot{Q}_{tech} = \dot{Q}_{segéd}, \quad (3.22)$$

$$cond_2 : \dot{Q}_{tech} = \dot{Q}_{hcs}. \quad (3.23)$$

- A csőhosszak nem lehetnek 3 m-nél hosszabbak,

$$n_e = \frac{L}{3 \text{ m}}. \quad (3.24)$$

- A geometriai feltételek:

$$d \geq 25 \text{ mm}, \quad (3.25)$$

$$D > d, \quad (3.26)$$

- a hőmérsékletekre vonatkozó feltétele pedig

$$T_{k,ki} > T_{k,be} \quad (3.27)$$

Az optimaláláshoz kétféle módszert alkalmaztam: az általánosított redukált gradiens módszerét (GRG, [55]) és belső büntetőfüggvényes (SUMT: Sequential Unconstrained Minimization Technique, [56, 57]) módszert. Amennyiben a kezdeti feltételek a belső csőtéri közegre 2 m/s közegsebesség, 80°C belépő és 50°C kilépő hőmérséklet, a külső csőtéri közeg belépő hőmérséklete pedig 20°C, az optimalálás eredményei a következők:

3.2. táblázat. SUMT módszerrel optimált eredmények

belső cső belső átmérője	d	73,3 mm
külső cső belső átmérője	D	114,1 mm
külső csőtéri közeg tömegárama	m_o	2,76 kg/s
külső csőtéri közeg kilépő hőmérséklete	$T_{o,ki}$	41,77 °C
teljes hossz	L	30 m
anyagköltség	C_m	679,71 \$
üzemelési költség	C_{op}	301,72 \$
teljes költség	C_{total}	981,43 \$

3.3. táblázat. GRG módszerrel optimált eredmények

belső cső belső átmérője	d	73,63 mm
külső cső belső átmérője	D	114,28 mm
külső csőtéri közeg tömegárama	m_o	2,75 kg/s
külső csőtéri közeg kilépő hőmérséklete	$T_{o,ki}$	41,78 °C
teljes hossz	L	29,99 m
anyagköltség	C_m	681,56 \$
üzemelési költség	C_{op}	297,07 \$
teljes költség	C_{total}	978,62 \$

A 3.2. és 3.3. táblázatban látható eredmények gyakorlatilag megegyeznek egymással. Ezzel bizonyítottam, hogy mindkét optimálási módszerrel végrehajtható egy hőcserélő berendezés optimálása. Ezekből az értékekből viszont nem látszik az, hogy a feltételek valóban teljesülnek-e vagy sem. Ezek legfőképpen a közegsebességre vonatkozó tapasztalati értékek, miszerint folyadékok áramlása esetén nem szabad 1-1,5 m/s-nál nagyobb sebességeket megengedni, mert egyrészt a vizsgált vezetékszakas nyomásesése növekedni fog, méghozzá négyzetesen (egyébként ezt az optimáló algoritmus is kezelni fogja, mert az üzemeltetési költségek nőnének meg, viszont a nagyobb sebesség hatására nagyobb hőátadási tényezők alakulnának ki, ami a hőátadó felület értékét csökkentené), másrészt az erózió felgyorsulna, ami sokkal rövidebb élettartamot jelenteni. Ez a jellemző gyakorlatilag nem szerepel az algoritmusban, ezért is kell rá a méretezési feltételnél odafigyelni. A másik feltétel pedig a hőteljesítmények számítása, ahogy ezt a 3.13. összefüggésben felírtam. Ezeket a következő táblázatban szeretném bemutatni.

3.4. táblázat. Feltételek teljesülése

		SUMT	GRG
belső közeg sebessége	v_i	0,48 m/s	0,47 m/s
külső közeg sebessége	v_o	0,50 m/s	0,50 m/s
belső közeg hűlésének teljesítménye	Q_i	251,23 kJ	251,22 kJ
külső közeg melegedésének teljesítménye	Q_o	250,98 kJ	251,22 kJ
hőcserélő teljesítménye	Q_{hcs}	251,23 kJ	251,22 kJ

A 3.4. táblázat eredményeiből egyértelműen látszik, hogy az optimálási feladat korrekt módon futott le, minden feltételfüggvény teljesül.

Csőköteges hőcserélők tekintetében megalkottam egy optimálási célfüggvényt, mely a berendezések két legfontosabb költségét, az anyagköltséget és az üzemeltetési költséget tartalmazza. Az optimálási célfüggvény mellett megalkottam azokat a méretezési feltételeket, melyek mellett a berendezés biztonságosan üzemeltethető.

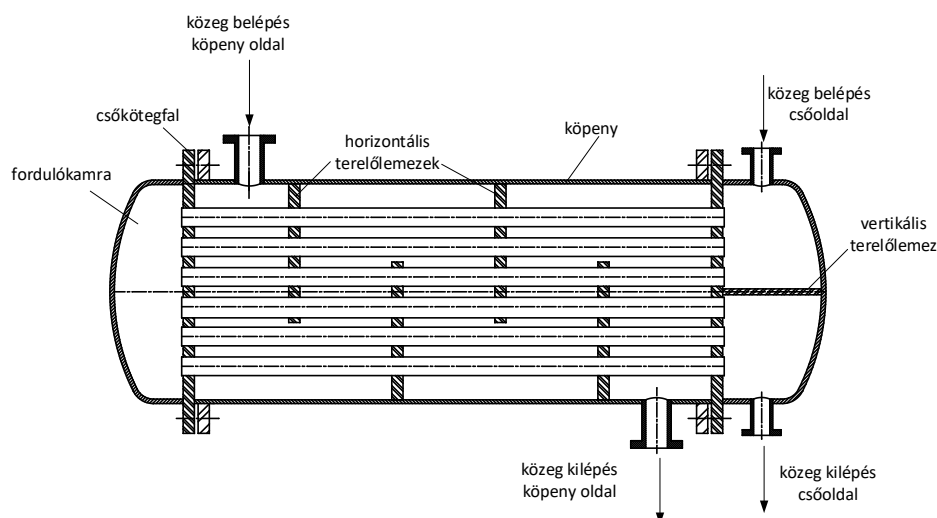
Ezeket a matematikai összefüggéseket felhasználva, általánosan alkalmazható matematikai szoftverek segítségével az optimálási feladatot elvégeztem.

4 | Csőköteges hőcserélők

A csőköteges hőcserélők nyugodtan nevezhetők a vegyipar igáslovainak, nincs olyan üzem, ahol ne találkoznánk velük. Ezek a szerkezetek tekinthetők a cső a csőben hőcserélők továbbfejlesztett változatainak: jelen esetben is van egy külső cső (a köpeny), ami magába foglalja a másik közeg áramlását biztosító belső csöveket, viszont itt már nem egyetlen koncentrikus csövet helyezünk el, hanem jóval többet.

A készülék térfogatának és hőátadó felületének hányadosa az egyik legnagyobb értéket képviseli (hasonló értékek érhetők el pl. lemezes vagy bordáscsöves hőcserélők esetén), azonban a lemezzel ellentétben sokkal nagyobb tömegáramok is megengedhetők, a bordáscsöveshez képest pedig mindkét közeg lehet folyadékfázisú. Fontos szempontok még az alkalmazhatóságuk mellett a készülékek nyomás-terhelhetősége, mivel egyetlen alkatrészüket kivéve (csőköteggel) minden forgásszimmetrikus test, melyek sokkal nagyobb belső és külső nyomás elviselésére alkalmasak, mint a vékony síklemez alkatrészek, valamint a közegek hőmérsékletéből származó hőtágulásokkal szembeni ellenállásuk is jobb.

A fentebb említett, nagyon rövid bemutatásból is látszik, hogy rengeteg típust különböztethetünk meg, melyekre csoportosítási igény nagyon hamar jelentkezett ipari oldalról is. Ennek következtében 1939-ben, a New York állambeli Tarrytown-ban megalakították a **TEMA** (Tubular Exchanger Manufacturers Association) szervezetet, mely összefoglalja a csőköteges hőcserélők gyártásával, telepítésével, karbantartásával, üzemeltetésével, ellenőrzésével kapcsolatos szabványokat, kódokat, javaslatokat, illetve tartalmazza a berendezések három fő alkatrészének, a beömlőkamrának, a köpenynek és a fordulókamrának a betűjelét is. Jelenleg a 10. kiadás (Tenth Edition) a hatályos verzió.



4.1. ábra. Csőköteges hőcserélő sematikus ábrája

A 4.1. ábrán egy köpenyoldalon egyjáratú, csőoldalon kétjáratú, klasszikus merev csőköteges hőcserélő látható a legfontosabb szerkezeti egységeivel együtt, mely a TEMA szerint a BEM típusnak felel meg.

Csőköteges hőcserélők osztályozása esetén figyelembe kell venni több tényezőt:

- a közegek egymáshoz viszonyított iránya szerint egyen- vagy ellenáramú készüléket, ritkább esetekben keresztáram is megvalósítható,
- a járatok száma szerint egy-, két-, négyjáratú hőcserélők (ritkább esetekben akár még több, vonatkozhat mind a csőtérre, mind a köpenytérre); nem egyjáratú készülékeknél nem szabad elfeledkezni az F hőmérséklet-korrektív tényező számításáról,
- a fázisokat figyelembe véve lehetnek egyfázisú vagy fázisváltó hőcserélők (kondenzátorok, kiforralók, elpárologtatók),
- a készülék elrendezése alapján fekvő és álló hőcserélő.

Az ilyen típusú hőcserélők esetén sem változik a hőteljesítmény számítására vonatkozó alapösszefüggés, így a 2.38. egyenlet ebben az esetben is alkalmazható. A nehézséget a cső a csőben hőcserélőkhöz képest a bonyolultabb geometria jelenti. Egyrészt könnyebbé teszi, mert a csőköteg körüli áramlásnál nem kell figyelembe venni az áramlás jellegét, mert annyi akadály van az áramlásba helyezve (maga a csőköteg), hogy nem tud lamináris áramlás kialakulni, tehát a Re -szám nagyságától függetlenül ugyanazt a Nu -szám összefüggését alkalmazhatjuk. Másrészt viszont, főleg hosszabb hőcserélők esetén, valahogy biztosítani kell, hogy a köpenytéri folyadék a teljes köpenytérben áramoljon, és ne alakuljanak ki pangó térrészek (*dead zones*).

4.1 Terelőlemezek hatása

A terelőlemezek olyan alkatrészek, melyek jelenléte duplán hatékonyan befolyásolja a készülék teljesítményét.

- Jóval kisebbek lesznek a dead zone-ok méretei, így sokkal nagyobb felület vesz részt a hőátvitelben.
- Csökkentik a köpenytér áramlási keresztmetszetét, így növelve a közegsebességet, a Re -számot, a hőátadási tényező és végül a hőátviteli tényező értékét.

A terelőlemezek alkalmazása nélkül viszonylag egyszerűen meghatározható a köpenytéri Nu -számhoz tartozó jellemző sebesség és geometria. A sebességhez tartozó áramlási keresztmetszet a köpeny teljes keresztmetszetéből kivonva a csövek keresztmetszetét:

$$A_s = \frac{D_{i,s}^2 \cdot \pi}{4} - n \cdot \frac{d_{e,t}^2 \cdot \pi}{4}, \quad (4.1)$$

a jellemző geometria pedig a hidraulikai átmérő ebben az esetben is:

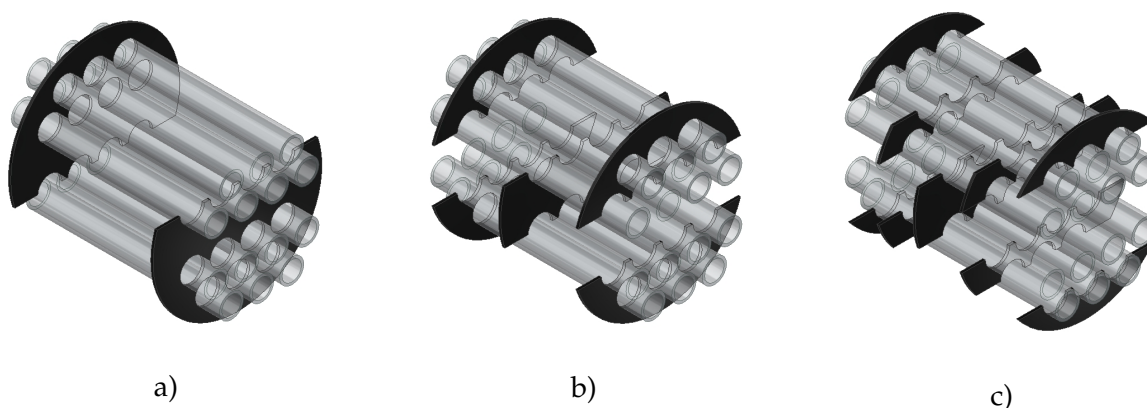
$$D_h = \frac{4 \cdot A}{K} = \frac{4 \cdot \left(\frac{D_{i,s}^2 \cdot \pi}{4} - n \cdot \frac{d_{e,t}^2 \cdot \pi}{4} \right)}{D_{i,s} \cdot \pi + n \cdot d_{e,t}} = \frac{D_{i,s}^2 - n \cdot d_{e,t}^2}{D_{i,s} + n \cdot d_{e,t}}. \quad (4.2)$$

Ennek ismeretében akár tapasztalati Nu -szám összefüggéssel, akár az ϵ -NTU módszerrel [58], [59] meghatározható a hőátadási tényező értéke. Ezeknek a számításoknak különösen egy optimális méretezési eljárásnál van jelentősége. A terelőlemez nélküli hőcserélőkkel kisebb teljesítmény érhető el, ami hátrány, viszont a csőköteges típusok közül ennek a legkisebb a nyomásesése és ez tartalmaz a lehető legkevesebb olyan alkatrészt, ahol egy technológiai közegben felhalmozódó

korrozív szennyező felhalmozódhat és cső- vagy köpenylyukadást okozhat. Az ipari gyakorlatban a leggyakrabban használt terelőlemez típus a szegmens típusú terelőlemez, mely gyártás és szerelés szempontjából is a legegyszerűbb. Ez alapesetben 5-10 mm vastag lemezből készül, mely a csőkiosztásnak megfelelő furatokkal van ellátva. Természetesen annak érdekében, hogy a csőkötegre rá tudják húzni, a furatok átmérőjének nagyobbnak kell lenni, mint a csövek külső átmérőjének, így minimális áramlási keresztmetszetet hagyva, amit a méretezés során nem szokás, és gyakorlatilag nem is lehet figyelembe venni. Ezek a terelőlemezek a köpenytérben erőteljesen inhomogén áramlást hoznak létre: kialakul egy tengelyirányra merőleges keresztirányú áramlás két terelőlemez között, valamint egy tengelyiránnyal megegyező hosszirányú áramlás a terelőlemez nyitott részében. A tervezés során figyelni kell arra, hogy a terelőlemezek és a tömegáram függvényében milyen áramlási sebességek alakulnak ki:

- a hossz- és keresztirányú sebességek is az 1,5-2 m/s sebesség alatt legyen, hogy ne okozzanak eróziós problémákat és a szerkezet nyomásesése se legyen túlságosan nagy,
- a két sebesség közel azonos értéket vegyen fel, mert ellenkező esetben nem fog megfelelő hőmérsékletprofil kialakulni a készülék hossz tengelye mentén, valamint a sebességek növekedéséből és csökkenéséből kialakuló nyomásingadozások fárasztó igénybevételként fognak jelentkezni.

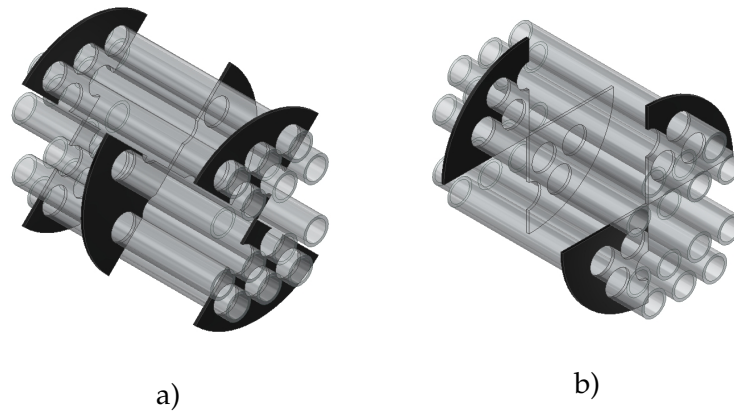
A szakirodalomban a kutatók által elég intenzíven tanulmányozott alkatrészek ezek a terelőlemezek. A szakirodalomban elérhető publikációk esetén az esetek legnagyobb részében a cikkek tartalmazznak numerikus szimulációval kapott eredményeket. A kutatások látszólag két irányban folynak: a hőátadási (és hőátviteli) tényező növelésére és a nyomásesés csökkentésére irányuló törekvésekre. Ez a két folyamat egymással szinte minden esetben ellentétes hatást fog eredményezni. Ha csökkentjük a belső ellenállást, az áramlásban kevesebb zavar keletkezik, ami rontja a hőátadást. A turbulencianövelő eszközök viszont az áramlásra nézve lesznek akadályok, a nyomásesés is növekedni fog a hőátadási tényező növekedése mellett. A készülék optimalítása során ezek a paraméterek lesznek az elsődleges szempontok. A nagy hőátviteli tényező hatására egységnyi idő alatt több hőenergia átadására lesz képes (gondolhatunk ilyenkor egy hőerőmű, atomerőmű gőzfejlesztőjére), ami az üzemeltetés során haszonként merül fel. A nagy nyomásesés hatására viszont a köpenyoldali közeget áramoltató szivattyú teljesítménye is növekszik, mely jelentős energiafelhasználást igényel. A következő ábrák a leggyakrabban alkalmazott terelőlemez típusokat ábrázolják.



4.2. ábra. Szegmens típusú terelőlemezek

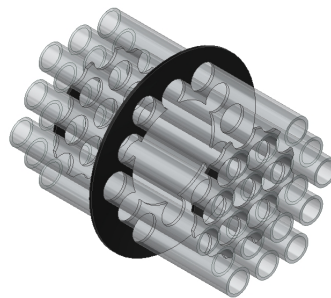
a) hagyományos, b) kétfelé osztott és c) háromfelé osztott kivitel

A 4.2. ábra a) részletén látható a gyakorlatban egyik leginkább elterjedt típus. A b) és c) részlet az előzőnek még több részre való darabolásával hozható létre.



4.3. ábra. Háromszögsegment (virágszirom) alakú terelőlemezek

A 4.3. ábrán látható terelőlemez típusokat az angol nyelvű szakirodalomban *flower*, vagyis virág (esetleg virágszirom) alakú terelőlemezeknek nevezik.



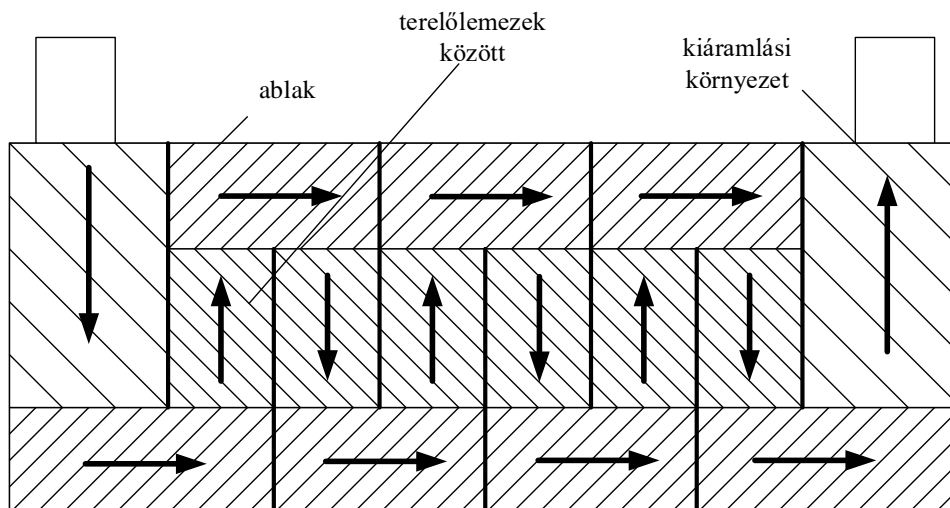
4.4. ábra. Kör-körgyűrű típusú terelőlemezek

A 4.4. ábrán látható kör-körgyűrű típusú terelőlemezek az áramlást a csőköteggel párhuzamos áramlásokra osztja, ami egyik térrészben a csőköteg belső térfogatában, másik részében a külső átmérők környezetében alakul ki.

A terelőlemezek sokfélesége miatt nem jelenthető ki egyikre sem, hogy az egyik jobb mint a másik. Természetesen megvan mindegyik előnye és hátránya, felhasználási területe, de az optimalizációs folyamat során nem lehetséges ennyi paramétert figyelembe venni. A következőkben bemutatott eredmények esetében is minden esetben gyakorlatilag egyetlen paraméter változtatásából vonnak le következtetéseket. Nyilván annak is szerepe van, hogy a vizsgált berendezés mekkora méretű, a nagyságrendi változások lehet, hogy teljesen ellentétes eredményeket fognak okozni.

Ambekar szerzőtársaival [60] különböző szegmens típusú terelőlemezt vizsgáltak numerikus szimulációval. Minden típushoz 5 különböző tömegárammal ismételték meg a futtatásokat. Az eredményeik alapján a klasszikus szegmens típusút hozták ki a legjobbnak, ami azonban több kérdést is felvet. A munkájuk értékes, látszik belőle, hogy az adott terelőhöz mekkora hőátadási tényező és nyomásesés társul, bemutatják a terelőlemezek méretét, a csőköteget, csőosztást, köpenyt, ki- és beáramlási pozíciókat, viszont egy fontos geometria jellemző hiányzik, ami ezeknek a lemezeknek a távolsága. A modelljeik szimmetriájában vannak hőmérséklet-eloszlási ábrák közölve, melyen látszik, hogy a különböző esetekben más és más terelőlemez távolságot

vettek alapul. Ennek következtében nem lehet egyértelműen kijelenteni, hogy melyik terelőlemez a legjobb. Amennyiben többféle terelőlemez okozta összehasonlítást szeretnénk elvégezni, egyetlen paraméter változtatását szabad vizsgálni. Eryener [61] pontosan a terelőlemez távolság optimalizálását végzi el. Tanulmányát gazdasági oldalról közelíti meg, a hőtani oldalról a hőteljesítmény értékét az NTU- ϵ módszerrel határozza meg, míg a nyomásvesztéget sokkal komplexebb összefüggésekkel közelíti. Számításában ezeket a nyomásvesztéseket 3 résztenyezőre bontja fel, melyet a 4.5. ábra tartalmaz: a terelőlemezek között, a hosszirányú szabad keresztmetszet (ablak) valamint a be- és kiáramlás környezetének nyomásvesztése.



4.5. ábra. Csőköteges hőcserélő köpenyterében fellépő nyomásvesztések

Az eredő nyomásvesztés az ábra felhasználásával a

$$\Delta p_S = [(N_b - 1) (\Delta p_{b,i}) R_b + N_b \Delta p_{w,i}] R_l + 2 \Delta p_{b,i} R_b \left(1 + \frac{N_{cw}}{N_c} \right) \quad (4.3)$$

összefüggéssel számítható, amelyben a tagok a következőket jelentik [62]:

- N_b a terelőlemezek száma,
- $\Delta p_{b,i}$ a terelőlemezek között, a csövekre merőleges áramlás nyomásvesztése,
- $\Delta p_{w,i}$ a szabad keresztmetszetben, a csövekkel párhuzamos áramlás nyomásvesztése,
- N_c a terelőlemezek közötti térben az áramlásra merőleges csövek száma,
- N_{cw} a terelőlemez és a köpeny által határolt ablakban lévő csövek száma,
- R_b a terelőlemezek és csövek között kialakuló szivárgás korrekciós tényezője, és
- R_l a visszaáramlások korrekciós tényezője.

A doktori kutatásaim nem erre a nyomásvesztés meghatározására szolgáltak, de számításuk elkerülhetetlen, mivel ezek az áramlási jellemzők a termikus számításokra is hatással vannak. A szakirodalomban hosszas kutatás után sem találtam összefüggést, mely alapján az optimalizálás során pontosan meghatározhatom a csövek számát (teljes csőszámot, terelőlemezekhez tartozó csőszámokat), ezért a használt matematikai programokban rutinokat írtam ezek meghatározásához, melyet a 4.2. fejezetben mutatok be. Ezt elsősorban ismételtelen a termikus számításokhoz írtam, de változtatás nélkül az előző összefüggésekben is használhatóak.

Mellal a szerzőtársaival [63] az előzőleg bemutatott értékek vizsgálatával foglalkoztak; egy 3x3-as, négyszögösztásban elhelyezett csőköteg és a köpeny közötti áramlási tér (köpenytér) nyo-

másveszteségét és hőátadási tényezőjét modellezték numerikus szimulációval. Az összehasonlításokban csak két paramétert változtattak: a terelőlemezek közötti távolságot és a két szomszédos terelőlemez egymáshoz viszonyított szögét. A [60] eredményei bemutatásánál megfogalmazott kritika azonban itt is érvényes, mivel ahogy behozta a 45°-os szögben álló terelőket, az ablak áramlási keresztmetszete megváltozott.



4.6. ábra. Hőátadási tényező és nyomásveszteség számításához használt modellek, állandó terelőlemez távolsággal

A 4.6. ábrán jobb oldalt látható esetben, amikor a terelőlemezek egymáshoz képest mindössze 45°-kal vannak elforgatva, a köpenytéri áramlási kép egyre jobban közelíti a hélikus terelőlemezek hatását. A CFD-szimulációk eredményéből egyértelműen kimutatható a terelőlemezek távolságának és a szögnek a hatása:

- a távolságok csökkentésével az átlagos köpenytéri sebesség növekedni fog, ami a hőátadási tényező és a súrlódási tényező növekedését is eredményezi,
- a terelőlemezek egymáshoz viszonyított szög szempontjából a 180°-os elrendezés fogja ugyanazt a hatást eredményezni.

Együttesen is érdemes vizsgálni a terelőlemezek hatását a terelőlemez nélküli esethez viszonyítva. Ezt a következő összefüggéssel számíthatjuk ki:

$$\eta = \frac{\frac{\text{Nu}}{\text{Nu}_0}}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{(1/3)}}, \quad (4.4)$$

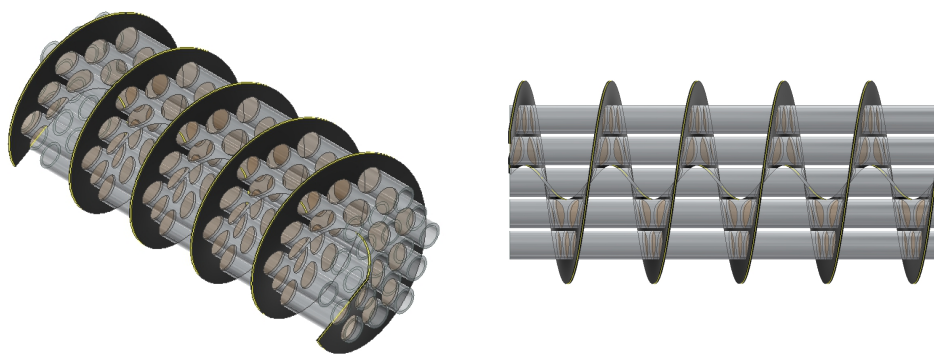
ahol a Nu és az f a terelőekkel, a Nu_0 és az f_0 pedig a terelők nélküli esetben kialakuló Nusselt szám és súrlódási tényező értéke. Vizsgálatainkban ez a termikus jóságfok a legkisebb Re-szám, legkisebb terelőlemez távolság és legnagyobb szög esetén ($\text{Re}=3000$, 64mm és 180°) érte el a legnagyobb értéket, 3,55-öt.

Amennyiben ezeknek a terelőlemezeknek a szögét nem csak egymáshoz képest változtatjuk, hanem a hőcserélő hossz tengelyére viszonyítva is, abban az esetben már nem szegmens, hanem csavarvonalú (vagy magyarosítva hélikus) típusú terelőlemezeknek nevezzük. Ezzel a típussal már kvázi-többszempontú optimálást végezhetünk el. Az előzőekben bemutattam, hogy hogyan hat egymás ellen a hőátadási tényező növelése és a nyomásvesztés növekedése. A hélikus terelőlemezek sebesség-növekményt adnak a köpenytéri folyadéknak (melynek természetesen turbulencianövelő hatása is van), viszont a kedvezőbb áramlási viszonyoknak köszönhetően a nyomásvesztés kisebb lesz. A hőcserélő technológiában betöltött szerepe alapján az optimálást viszonylag egyszerűen átalakíthatjuk egycélú optimálásra, melyet kétféleképpen is megtehetünk:

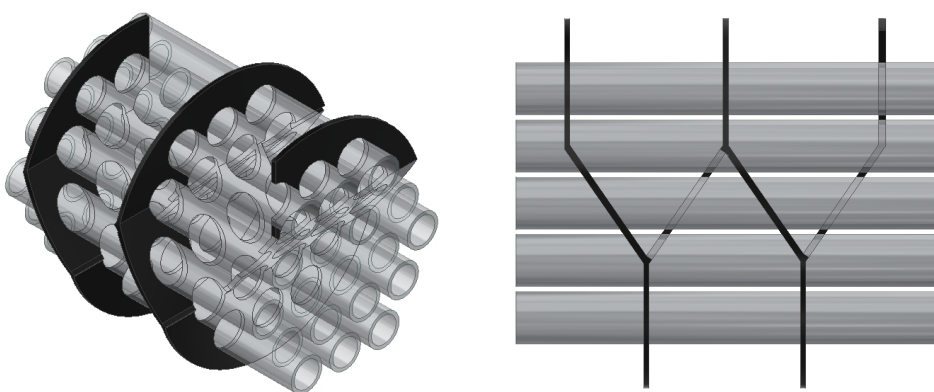
- az eredményül kapott hőátadási tényezőt, melynek a hőteljesítményre lesz hatása és a nyomásvesztés értékét, melynek a szivattyúteljesítményre lesz hatása, különböző F_1 és F_2 tényezőkkel súlyozzuk. A súlyozást az alapján tehetjük meg, hogy a berendezés a technológia fővonalában üzemel, vagy valamilyen segédáramot kell kezelnie, vagy
- a hőátadási tényező értékét és nyomásvesztés értékét egyszerűen összeszorozzuk, és ennek keressük a maximumát.

A [64], [65] és [66] tanulmányok pontosan ezeknek a hélikus terelőlemezeknek a viszonyaival foglalkoznak. Amennyiben a terelőlemezek méretét és a közöttük lévő szögváltozásokat folyamatosan csökkentjük, akkor egyetlen csigavonalú terelőlemezt kapunk. Ekkor az áramlási kép egyre inkább homogénné tétele mellett a hőátadási tényezőben már számottevő javulás/romlás nem észlelhető, azonban a nyomásvesztés még tovább csökkenthető. Az eddigi megállapítás itt is él, miszerint mindkét kulcstényezőre hatással vannak. Itt azonban szeretnék a gyártási körülményekre és költségekre kitérni. Ahogy korábban utaltam rá, egy szögben álló terelőlemez esetén az elkészítendő furatok sem merőlegesek a lemezre, hanem valamilyen szögben állnak. Ezeket az asztal szögének változtatásával könnyen elkészíthetjük. Természetesen ügyelni kell arra, hogy a lehető legkisebb hézag legyen a hőátadó cső és a furat között (részletesen később foglalkozom ezzel a tényezővel). Ennek értelmében egy terelőlemez viszonylag könnyedén elkészíthető. A szög miatt az áramlás irányából folyamatos koptató hatás fogja igénybe venni, mely felületi eróziót fog okozni. Az erózió következtében az acél részecskék megjelennek a technológiai közegben, rontva annak minőségét, valamint az áramlási viszonyok megváltozása miatt a hőteljesítmény is változik. Bármelyik tényező detektálása, vagy akár egy időszakos karbantartás esetén a hibafeltárásnál előírhatjuk az adott lemezelem cseréjét. Ilyenkor elegendő egyetlen elem gyártása, majd beszerelése, aztán a hőcserélő újra üzemkész.

Ezzel szemben az egyetlen darabból kialakított csiga sokkal több hátrányt hordoz magában. Az első és talán legfontosabb szempont a gyártástechnológia. Kisebb átmérők és hosszúságok esetén még megvalósítható, de nagyobb méretek már exponenciálisan növelik a gyártási költségeket. A furatokat még nagyobb precizitással szükséges elkészíteni, mert az egész elem érintkezik a csőköteggel. Az erózió okozta koptatás miatt pedig nem elegendő csak az adott részlemez cserélni, hanem vagy újra kell gyártani, vagy pedig a sérült részt kimunkálni, majd behegeszteni az új darabot.



4.7. ábra. Hélikus terelőlemez axonometrikus (bal) és oldalnézeti (jobb) képe



4.8. ábra. Létra típusú terelőlemez axonometrikus (bal) és oldalnézeti (jobb) képe

Természetesen az eddig bemutatott terelőlemez típusok csak viszonylag kis viszkozitású, newtoni folyadékok kezelésére alkalmazhatók. Ettől eltérő esetben, nemnewtoni folyadékokra már kapartfalú hőcserélők alkalmazása javasolt, ahogy az Varga és társai [67] cikkében is olvasható.

4.2 Csőszámok meghatározása

Az előző fejezetekben bemutatásra kerültek a csőköteges hőcserélő cső- és köpenyterének áramlási és hőátadási viszonyait befolyásoló tényezők. A kutatásaimban az optimális méretezést tűztem ki célul, ami minden egyes tényezőnek a pontos meghatározását igényli. Láthattuk, hogy a két teret termikusan összekapcsoló csőköteg mindkét tér áramlási és hőátadási viszonyaira hatással van. A csőköteget a hőátadó csövek építik fel, melynek a következők a legfontosabb jellemzői:

- a cső geometriai méretei (keresztmetszete, külső és belső átmérője, falvastagsága),
- a cső anyagminősége,
- a csövek egymáshoz viszonyított helyzete és távolsága.

Az esetek jelentős hányadában a csövek kör keresztmetszetűek, az átmérőjük pedig valamilyen szabványosított érték, melyeket provizórikus átmérőnek nevezünk. Ezek a jellemző értékek az EN 10216-2 szabványban található értékek. Ezeket a csöveket belső és külső nyomásterhelés fogja terhelni, ezért célszerű olyan geometriai alakzatot alkalmazni, mely ezeknek az alapterheléseknek ellenáll. Belső nyomásterhelésre történő méretezés során a szükséges falvastagságot a kazánformulával lehet meghatározni:

$$e = \frac{PS \cdot D_e}{2 \cdot f_d \cdot z + PS}, \quad (4.5)$$

ahol

- PS a méretezési nyomás (MPa),
- D_e a cső külső átmérője (mm),
- f_d a cső anyagának megengedett feszültsége (MPa),
- z a varratszilárdsági tényező, mely ilyen csövek esetén 1 (varrat nélkül készülnek).

Az összefüggés értelmében ha csak ezt a terhelést vennék figyelembe tized-milliméteres falvastagságokat kapnánk. Azonban ezeknek a csöveknek nem ez lesz a jellemző tönkremeneteli módja, nem ez fogja indokolni az általánosan elterjedt 2-4 mm-es falvastagságot. A csövek meghibásodása általában kétféle módon következik be: vagy nem üzemszerű állapotú terhelés vagy az ismételt igénybevételek következtében.

A nem-üzemszerű állapot esetén az üzemi hőmérséklet- és nyomásviszonyok változnak meg. Gondoljunk arra az esetre, amikor a csőtéri nyomás valamilyen okból eltűnik/megszűnik, de a köpenytéri nyomás megmarad. Ilyenkor akár rendkívül nagy külső nyomásterhelés terhelheti a csöveket. Ebben az esetben már nem csak a falvastagságon, hanem a csövek hosszán is múlik a tönkremenetel, így ez a falvastagság-hosszúság arány az optimalizációs folyamat során feltétel-függvényként jelenik meg számunkra. A terelőlemezek viszont valamilyen szinten ezeket a merevítetlen hosszakat képesek lecsökkenteni, úgyhogy sok esetben elengedhetetlenné válhat az alkalmazásuk. A másik rendkívüli esetet az üzemi hőmérsékletektől való eltérés fog okozni. Merev csőköteges hőcserélő szerkezetben gondolkozva nem engedhetünk meg túlságosan nagy hőmérséklet-változásokat a csőkötegre vonatkozóan, melynek oka az alapanyagok lineáris hőtágulása. Példaként itt vegyük a hűtővíz kimaradását, melynek hatására a csőköteg felveszi a hűtendő közeg hőmérsékletét, és a hossz tengelyükre nézve tágulni szeretnének, melyet a merev csőkötegfalak nem engednek. Ennek következtében a csöveket nyomófeszültség fogja terhelni, amely a külső nyomásterheléshez hasonlatos instabilitási problémát fog okozni, hasonló eredménnyel. Ezeket a jellemzőket az optimalizálás esetén tisztázni kell, így a feltétel-függvények pontosan megadhatók.

A csövek anyagminősége a következő szempont. Ennek kettő tényezőre van hatása: a kialakuló hőátadási tényezőre, valamint a készülék élettartamára. Az első alapján kijelenthető, hogy minél jobb hővezetési tényezőjű anyagból készítjük a csőköteget, annál inkább fokozható a hőátadási tényező, így a hőteljesítmény értéke. A 2.44. egyenlet alapján a hőátviteli tényező a két konvektív és a hővezetési tag közül a legkisebbel lesz arányos. Ha képezzük a hővezetési tényező és falvastagság hányadosát, egy konvektív taggal egyenértékű jellemzőt kapunk. Vizsgáljunk két szélsőséges esetet: az első legyen egy 2 mm vastagságú alumíniumcső, melynek $105.000 \frac{W}{m^2K}$ az egyenértéke, meg egy rendkívül vastag ausztenites acélcső, melyhez $3400 \frac{W}{m^2K}$ érték tartozik. Ha a konvektív hőátadási tényezőket 800 és $1200 \frac{W}{m^2K}$ értékűnek határozzuk meg, akkor az alumíniumhoz 478, az acélhoz pedig $421 \frac{W}{m^2K}$ hőátviteli tényező tartozik. Míg a hővezetési tag a 3088%-ára csökkent, addig a hővezetési tag csak a 88%-ára. Sokkal fontosabb a korróziós és eróziós viszonyok figyelembe vétele, mely a szerkezeti anyag és a technológiai közeg kölcsönhatásán múlik.

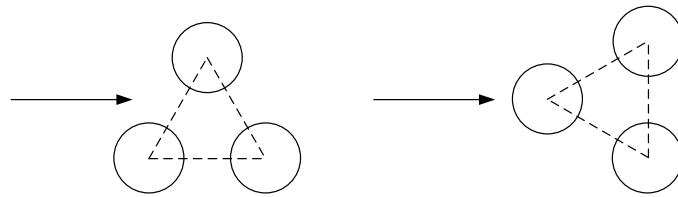
Az optimalizálás szempontjából legfontosabb szempont a harmadikként bemutatott csövek egymáshoz viszonyított helyzete és távolsága, és ennek a meghatározása lesz a méretezés kulcskérdése. Ez a paraméter hatással van

- a hőcserélő hőátadó felületére (A),
- a csőoldalon kialakuló hőátadási tényezőre (α_i) és nyomásvesztésre (ΔP_i), és
- a köpenyoldalon kialakuló hőátadási tényezőre (α_o) és nyomásvesztésre (ΔP_o),

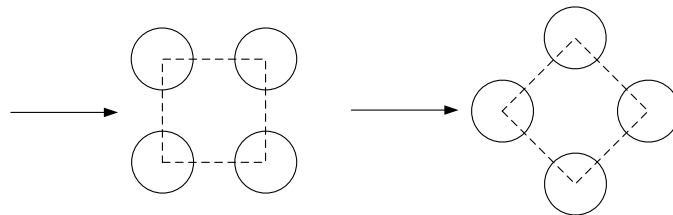
vagyis mind a hőteljesítményre, mind a nyomásvesztés értékére. Vegyük lépésenként, melyik jellemző milyen hatást fog gyakorolni. Amennyiben csak a csőszámot növeljük, és az átmérőt nem

változtatjuk, akkor a hőátadó felület növekszik, a köpenytéri közegsebesség növekszik, a csőtéri közegsebesség viszont csökken, vagyis a köpenytéri hőátadási tényező növekszik és a csőtéri hőátadási tényező csökken. Első ránézésre ez egyértelmű megoldást jelenthet, egy jóval nagyobb hőátadó felület kompenzálhatja a hőátviteli tényező romlását, azonban ez így nem teljesen igaz. Ha drasztikusan megnöveljük a csőszámot, akkor a csőtéri közeg a csövek belsejében veszíteni fog a turbulenciájából, vagyis a hőátviteli tényezőben ugrásszerű csökkenéseket fogunk tapasztalni, ami hatására nem fogunk globális optimumpontot találni. Természetesen a csőszámok növelésével a köpenyátmérőt is növelni kell, mely átmérőhöz majd a falvastagság értékét is igazítanunk kell.

A korábban bemutatott terelőlemez típusokhoz különböző csőosztások tartozhatnak. A választott csőosztás tekintetében ezt és a helykihasználtságot kell a szemünk előtt tartani.



4.9. ábra. Háromszög csőosztások (bal:60°, jobb:30°)



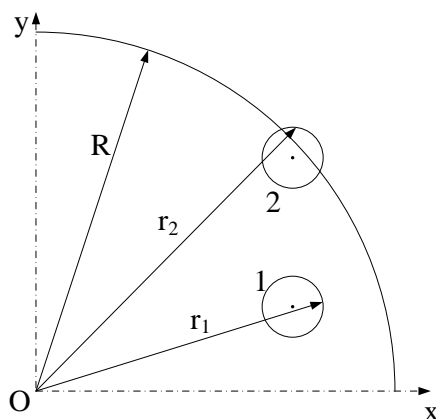
4.10. ábra. Háromszög csőosztások (bal:90°, jobb:45°)

A helykihasználás szempontjából a háromszög osztás a kedvezőbb számunkra. A 4.9. ábrán kétféle háromszögosztást is láthatunk. A nyíl jelöli az áramlás jellemző irányát, és ehhez viszonyítva tudjuk megadni, hogy a csövek 30°-ban vagy 60°-ban állnak. A 4.10. ábrán négyszögösztásban elrendezett csövek láthatók. Ezekből ugyan kevesebbet tudunk ugyanakkora köpenyben elhelyezni (nyilván ugyanakkora osztástávolság mellett), viszont tisztítás szempontjából kedvezőbbek, mint a háromszögben elhelyezett csövek.

Itt szintén szeretném azt kiemelni, hogy a terelőlemezek fajtájától függően a szerkezeten belül is változhatnak ezek a viszonyok. A 4.6. ábrán 90°-os négyszögösztású terelőlemezeket mutattam be. Az egymást 180°-ban és 90°-ban követő terelőlemezek esetén a jellemző áramlási irány marad a 4.10. ábra bal oldalán vázolt eset, viszont a harmadik, egymást 45°-ban követő terelőlemezek esetén a csőkötegre jellemző irány már változik, egyszer a 90°-os, aztán a 45°-os helyzetben fog áramlani a közeg. Ugyanez vonatkozik a háromszögösztásra is.

Analitikus összefüggések nem állnak rendelkezésre adott köpenyben elhelyezkedő csőszámok kiszámítására (kivételt jelent a szabályos hatszögösztás, ami azonban rengeteg üres területet fog jelenteni). Az optimalás elvégzéséhez viszont nem szükséges egyetlen összefüggést használni, vagyis a számításokhoz készíthetünk különféle rutinokat. A számításom alapját a koordinátageometria jelenti: ha tudom az adott kör középpontját, akkor a kör minden egyes pontját ismerem.

Ha ez a kör egy hőátadó cső külső átmérőjét reprezentálja, akkor abban az esetben tudom elhelyezni a köpenytérben, ha a külső kör minden pontjának távolsága az origótól kisebb, mint a köpenyem belső átmérője. Vegyük a 4.11. ábrán látható vázlatot.



4.11. ábra. Vázlat a csőszámszámításhoz

A köpeny középpontja legyen a $(0,0)$ ponttal jelzett origóban. Az origótól való minden pont távolsága pontosan az R sugárral lesz egyenlő. Az 1-el jelölt kör középpontja legyen (u_1, v_1) , a kör koordinátáit az $r^2 = (x_1 - u_1)^2 + (y_1 - v_1)^2$ összefüggéssel határozhatjuk meg. Ha a vizsgálataink során ezt a kört n darab ponttal értelmezzük, akkor minden pontra fenn kell álljon a következő állítás:

$$(x_n - u_1)^2 + (y_n - v_1)^2 < R. \quad (4.6)$$

Ez az ábrán vázolt 1 jelű körre fennáll, így ez szerepel a további számításokban. A 2 jelű kör esetén, melynek középpontja (u_2, v_2) már lesznek olyan pontok, ahol a feltétel nem teljesül, így ezt a csövet nem vehetjük figyelembe.

A következő lépés a csövek középpontjának meghatározása. A gyakorlatban az az elterjedt, ha a csövek külső átmérőjének az arányában határozzuk meg a csőosztás értékét, ami általában az átmérő 125%-a.

$$t = 1,25 \cdot d_e \quad (4.7)$$

Célszerű ezeket a középpontokat valamilyen vektorként tárolni, mert a tárgyalás és a számítás során is könnyebb rá hivatkozni. Ezeknek a középpontoknak a meghatározása 90° -os négyszög-osztás esetén a legegyszerűbb. Ilyen esetben csak két vektort kell létrehoznunk, egyet x és egyet y irányban. Ekkor a középpontok a

$$\vec{x} = [0, t, 2t, 3t \dots]$$

$$\vec{y} = [0, t, 2t, 3t \dots]$$

koordináta-párokkal írhatók le.

Háromszög-osztás esetén nem lesz elegendő két vektorban tárolni a koordinátákat. Vegyük észre, hogy háromszög-osztás esetén a páros sorok és oszlopok fognak egy kvázi négyszög-osztást eredményezni, melyek közé beékelődnek a páratlan sorokban és oszlopokban lévő, ismételt négyszög-osztásban lévő csövek. Ezért a könnyítés érdekében kezeljük is külön ezeket a középpont-párokat. A páratlan sorok/oszlopok az

$$\vec{x}_1 = [0, t, 2t, 3t \dots]$$

és

$$\vec{y}_1 = [0, \sqrt{3}t, 2\sqrt{3}t, 3\sqrt{3}t \dots],$$

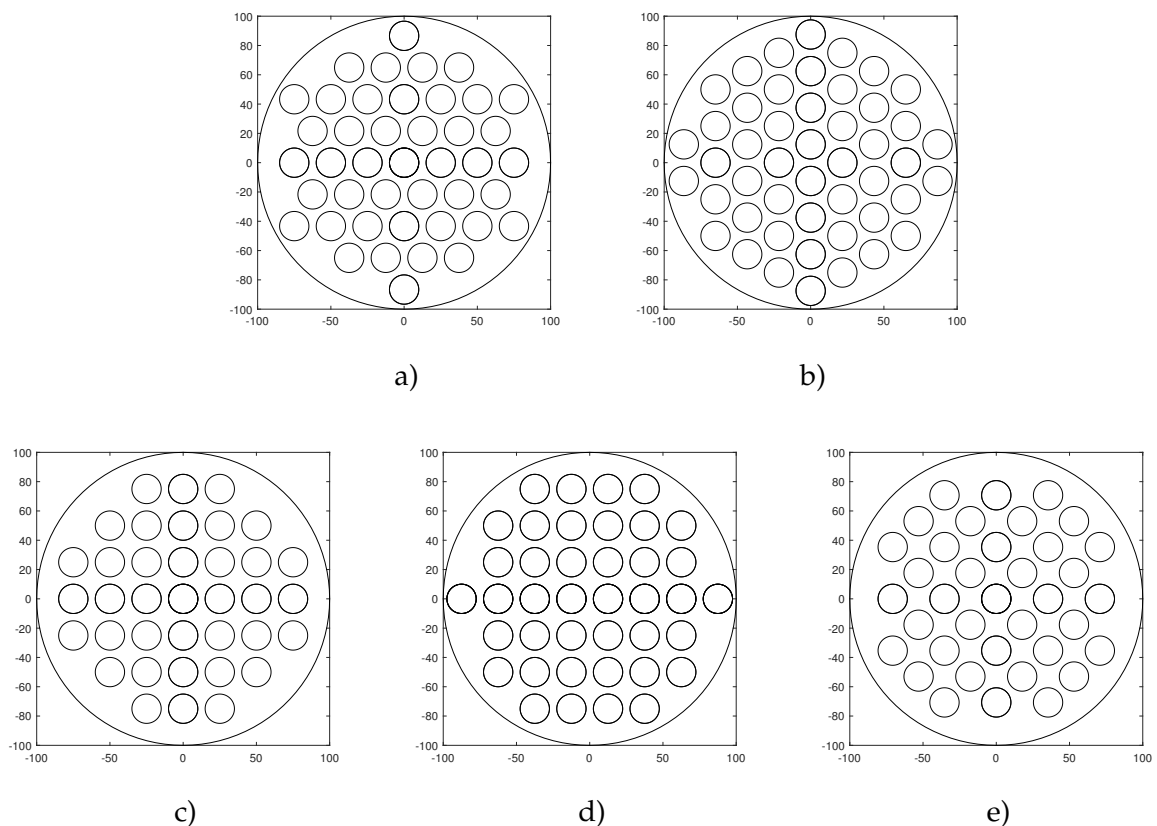
a páros sorok/oszlopok pedig a

$$\vec{x}_1 = \left[\frac{1}{2}t, \frac{3}{2}t, \frac{5}{2}t \dots \right]$$

és

$$\vec{y}_1 = \left[\frac{1}{2}\sqrt{3}t, \frac{3}{2}\sqrt{3}t, \frac{5}{2}\sqrt{3}t \dots \right]$$

koordinátákkal írhatók le. A következő ábrákon szeretném bemutatni, hogy a számítási módszer működik, és az osztásoknak milyen hatása van a csőszámra. A bemutatott ábrákon 200mm belső átmérőjű köpenyben elhelyezett 20mm külső átmérőjű csöveket ábrázoltam:



4.12. ábra. Csőosztás hatása a csőszámra

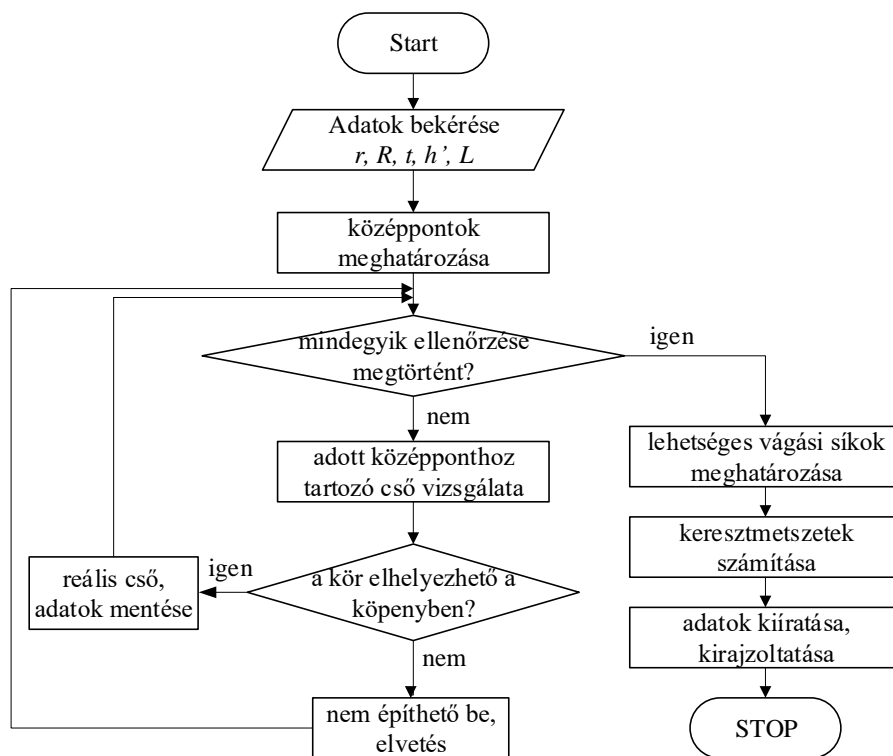
A 4.12. ábrán látszik, hogy milyen hatása van a csőosztásnak és a középponti cső elhelyezkedésének a csőszámra. Az a) esetben, a 60°-os háromszögosztásnál 43, a b) vagyis a 30°-os háromszögosztásnál már 48 csövet lehet elhelyezni. Az ábra alsó sorában láthatóak a négyszögosztások, a c) és d) eset a 90°-osak, csak más kezdőponttal, ezeknél rendre 37 és 40 csövet tudunk figyelembe venni, míg az e) a 45°-os eset, melynél szintén 37 csövet lehet elhelyezni.

A program természetesen nem csak ilyen viszonylag kis méreteknél működik, hanem gyakorlatilag bármekkora köpenytéri és csőtéri méreteket megadhatunk. A számítások során azonban nem csak a csőszámokra, hanem az áramlási keresztmetszetekre vonatkozó adatokra is szükségünk van. Ennek következtében a programot úgy írtam meg, hogy ezeket a jellemzőket is számolja. A gyártás és szerelés szempontjából is akkor a legkedvezőbb a terelőlemez alakja, amikor a

szabad áramlási keresztmetszetet biztosító ablak egy egyenes vonal mentén kerül levágásra (ilyen terelők láthatók a 4.6. ábrán is). Áramlási jellemzők nélkül a program kétváltozós, ahol a köpeny és a csövek sugara a változók. Ha áramlási jellemzőket is szeretnénk számíttatni, további négy változót kell bevezetni, melyek mindegyike hatással lesz a hőteljesítményre. Ezek a jellemzők a

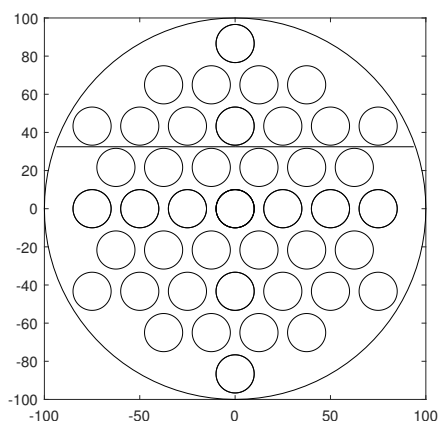
- cső falvastagsága (s),
- a terelőlemez nyitottsága,
- a terelőlemezek darabszáma (n_b) és
- a hőcserélő teljes hossza (L).

Az első változó a csőtéri áramlási jellemzőkre (áramlás jellege, sebesség, hőátadási tényező) lesz hatással, a másik három a köpenytéri áramlási jellemzőkre, az utolsó pedig még a hőátadó felületre is.



4.13. ábra. A készített program folyamatábrája

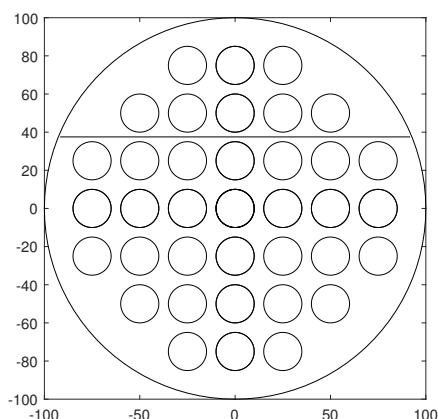
Ha alkalmazzuk a terelőlemezekre vonatkozó feltételünket, akkor a programmal minden szükséges jellemzőt meg tudunk határozni. Példaként hadd mutassam be a 4.12. ábra a) és c) csőosztású jellemzőit, ha a csövek falvastagsága 2mm, a terelőlemez 30% nyitottságú, a csőhossz 4m, és ehhez 5 db terelőlemezt választunk.



teljes csőszám	43 db
ablakban lévő csövek száma	18 db
csövek áramlási kmt.	8646 mm ²
ablak áramlási kmt.	5559 mm ²
keresztirányú áramlási kmt.	40000 mm ²
jellemző áramlási kmt.	14912 mm ²
hőátadó felület	9,73 m ²

4.14. ábra. Geometriai jellemzők $D=200\text{mm}$, $d=20\text{mm}$, $L=4\text{m}$, $n_b=5\text{db}$ és 30% nyitottság esetén, háromszögosztásnál

A 4.15. ábrán látszik, hogy az ilyen típusú csőosztás esetén csak akkor tudunk egyenes vágású terelőlemezt elhelyezni, ha a vágási sík az x-tengellyel párhuzamos.



teljes csőszám	37 db
ablakban lévő csövek száma	8 db
csövek áramlási kmt.	7439 mm ²
ablak áramlási kmt.	5874 mm ²
keresztirányú áramlási kmt.	40000 mm ²
jellemző áramlási kmt.	15329 mm ²
hőátadó felület	8,37 m ²

4.15. ábra. Geometriai jellemzők $D=200\text{mm}$, $d=20\text{mm}$, $L=4\text{m}$, $n_b=5\text{db}$ és 30% nyitottság esetén, négyzetosztásnál

4.3 Terelőlemezek hatásának vizsgálata a hőátadási tényezőre

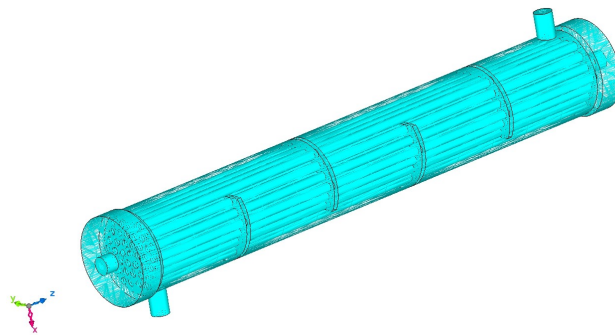
Az előző alfejezetekben bemutattam, hogy egy hőcserélő berendezés hatásfokának javításához milyen geometriai és üzemeltetési jellemzők vizsgálatát kell elvégezni. Nyilvánvaló, hogy úgy felépíteni egy optimális algoritmust, ami a létező összes paramétert figyelembe veszi, rendkívüli nehézségekkel jár, és az esetek tetemes részében nincs is rá szükség. Az üzemeltetési paraméterek egyértelműen definiálják a hőcserélő alaptípusát, így fölösleges úgy megalkotni az eljárást, hogy minden létező berendezést figyelembe vegyen. Természetesen ezeket a megfontolásokat úgy is beépíthetnénk az algoritmusba, mint feltétel függvény, melyek az alkalmazhatóságot korlátozzák.

A hivatkozott szakirodalmak alapján az is egyértelmű, hogy az optimálást megelőzendő az előre definiált típushoz elengedhetetlen a CFD szimulációk lefuttatása. A megjelent publikációm és jelen disszertációm is mutatja, hogy ilyen numerikus szimulációkat csőköteges és bordáscső-

ves berendezésekkel kapcsolatban végeztem. Elsőként egy ipari környezetben közepes méretűnek számító csőköteges hőcserélővel végzett vizsgálatok eredményeit szeretném bemutatni. Az elemzéseim során szegmens típusú terelőlemezek hatását vizsgáltam a külső hőátadási tényezőre, egyúttal a berendezés hőteljesítményére. A vizsgált berendezés geometriai adatait a 4.1.táblázat, az elkészített geometriai modellt pedig a 4.16.ábra mutatja.

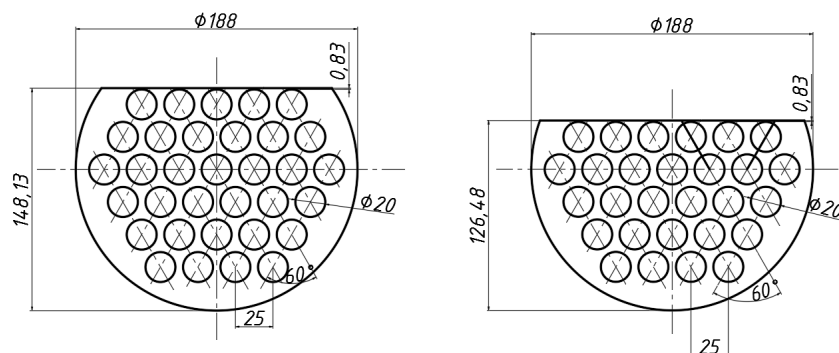
4.1. táblázat. Numerikus szimulációval vizsgált csőköteges hőcserélő geometriai méretei

jellemző geometria	jele	értéke
köpeny belső átmérője	D_i	188 mm
csövek belső átmérője	d_i	16 mm
csövek külső átmérője	d_e	20 mm
csövek hossza	L	1200 mm
csövek darabszáma	n_t	37 db



4.16. ábra. A szimulációhoz készített geometriai modell

Az ábráról jól látszik, hogy az adott geometria mellett csak páros számú terelőlemez vizsgálatát teszi lehetővé. Ennek oka az, hogy a köpenyoldalon lévő két csonk a hőcserélő ellentétes oldalán van (az ábrán az x-tengelyre nézve). Ennek értelmében két különböző terelőlemez mérettel ötféle kialakítást vizsgáltam meg. A 4.16.ábrán látható, hogy a geometriai modell alatt a csőtér és a köpenytér áramlási terét, valamint a csövek geometriáját értem. Az első kettőnek a konvekciós hőátadás, utóbbinak a hővezetés jelenségénél lesz jelentősége.



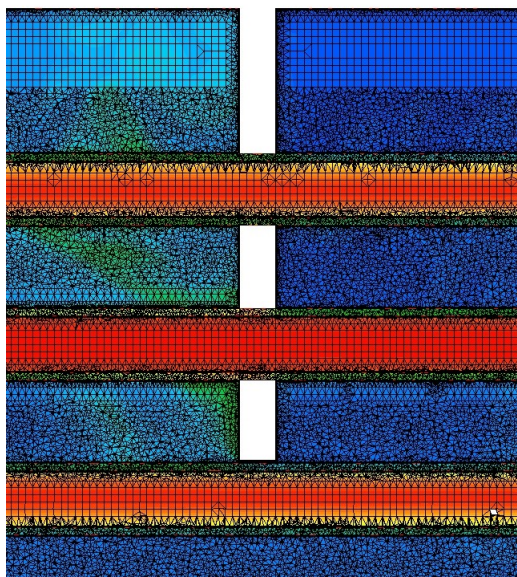
4.17. ábra. A vizsgált terelőlemezek

A 4.17.ábrán a két alkalmazott terelőlemez geometriája látható. Ezek fizikailag nem jelennek meg a modellben, hanem hiányként jelentkeznek, mivel csak közvetve okozzák a hőátviteli tényező javulását. Az ábrán jól látszik, hogy úgy alakítottam ki a terelőlemezeket, hogy egymáshoz képest 180°-ban kövessék egymást. A következő táblázatban a vizsgált eseteket azonosítottam.

4.2. táblázat. A vizsgált esetek azonosítása

ID	terelők száma	terelők távolsága	ablak mérete
1	0	1200	0%
2	6	163	30%
3	4	232	30%
4	6	163	20%
5	4	232	20%

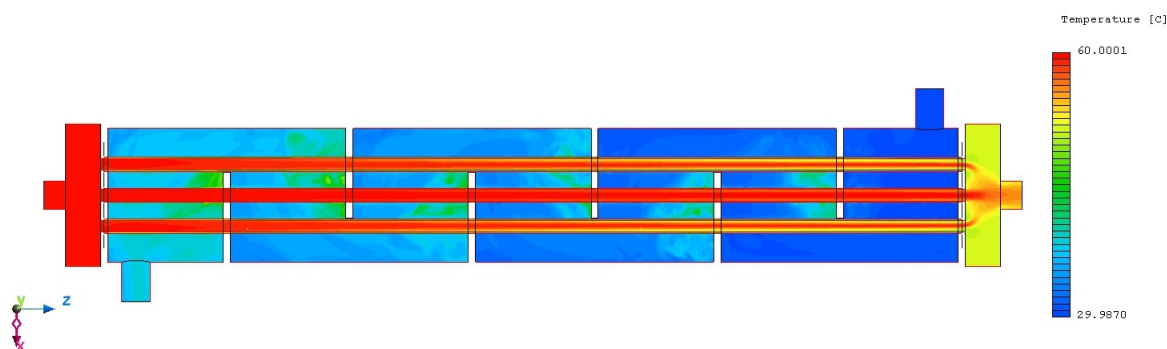
Az elemzések során törekedtem arra, hogy valóban a terelők hatását tudjam figyelembe venni, amit a peremfeltételek változatlanul hagyásával értem el. A beállítások során turbulenciamodellek a $k-\varepsilon$ modellt választottam. A valóságban a terelőlemezek furatai kicsivel nagyobb átmérőjűek, mint a csövek átmérői, mellyel a szerelhetőséget, valamint a szerelés során a sértetlenséget garantálják. Ennek következtében marad egy minimális áramlási keresztmetszet a köpenytéri folyadéknak. A modellalkotás során azonban ezeket a réseket elhanyagoltam. Ennek oka, hogy a hőátadási viszonyokra gyakorlatilag már nem lesz hatása, az alkalmazott háló méretét viszont jelentősen megnövelte volna, ami így sem volt kis méretű. Erre vonatkozóan a következő ábra az alkalmazott háló részletét tartalmazza, egy terelő környezetében.



4.18. ábra. Az alkalmazott háló részlete

A különböző változatok szimulációjánál törekedtem arra, hogy semmilyen külső tényező ne befolyásolja az eredményeimet. Ahogy írtam, a kezdeti és peremfeltételek minden esetben meggyeztek, de a hálózási paraméterek is teljesen azonosak voltak. A különböző esetek hálójának elemszámai nyilvánvalóan különböztek, mert a terelők felületére is állítottam be hálósűrítést, és mivel ezek a felületek változtak, így az elemszám is változott. Az elemzéseim során nem a nyo-

másveszteségre, hanem a hőátviteli tényezőre fókuszáltam, így az ID4 esetre vonatkozóan is csak a zx -sík metszetében kialakuló hőmérséklet-eloszlást szeretném bemutatni.



4.19. ábra. Az ID4 eset hőmérséklet-eloszlása az xz -síkbán

Az ábrán jól látszik a terelőlemezek hatása. A meleg csőtéri folyadék balról jobbra (+ z), a köpenytéri pedig jobbról balra (- z) irányban áramlik. Ahogy a köpenytéri közeg az ablakból kiáramolva a lemezek közötti térfogatban lelassul, a lokális hőátadási tényező értéke is csökken. Ennek a hatása látható hőmérsékleti adatokból is. A másik jellemző, amit jól reprezentál az ábra, az az előbbiekkal szembeni térrész, amit korábban "dead zone"-nak neveztem. Itt a folyadék nagyon kis sebességgel vagy egyáltalán nem áramlik, ami hatására a lokális hőátadás rendkívüli mértékben leromlik, azaz az előbb bemutatott folyamat teljes ellentéte. Ezt a hatást, vagyis az áramlási sebességben jelentkező változást a számításainkban a jellemző sebességgel vehetjük figyelembe (ahogy erre a 4.2. fejezetben is utaltam). Az összehasonlíthatóság érdekében szeretném ezt a jellemző sebességet bemutatni a különböző esetekre, ami majd közvetve a hőteljesítményre is hatással lesz.

4.3. táblázat. A jellemző sebességek

ID	keresztirányú sebesség (m/s)	hosszirányú sebesség (m/s)	jellemző sebesség (m/s)
1	0,1241	-	0,1241
2	0,3948	0,2559	0,3178
3	0,3948	0,1798	0,2664
4	0,6583	0,2559	0,4104
5	0,6583	0,1798	0,3440

A 4.3. táblázat értékei egyértelműen mutatják, hogy változatlan tömegáramokkal és köpenyátmérővel és csőköteggel, csak a terelőket változtatva a jellemző sebesség legnagyobb értéke 3,3-szorosa a legkisebbnek. Itt ismételtelen szeretném kifejezni, hogy ez csak két lehetséges terelőmérettel kapott eredmény.

A szimuláció eredményének kiértékelése során a kilépési keresztmetszetekben egy felületen vett átlagértéket vettem figyelembe, mely értékekből a hőteljesítmény értéke meghatározható. Ezeket az értékeket a szegmens terelőlemezekre leggyakrabban alkalmazott empirikus összefüggéssel számíthatjuk ki, ami Donohue nevével fémjelzett [68]:

$$Nu_s = 0,23 \cdot Re_s^{0,6} \cdot Pr_s^{0,33}. \quad (4.8)$$

Az összefüggésben a jellemző geometria a csövek külső átmérője. A következő táblázatban az eredményeket összegeztem.

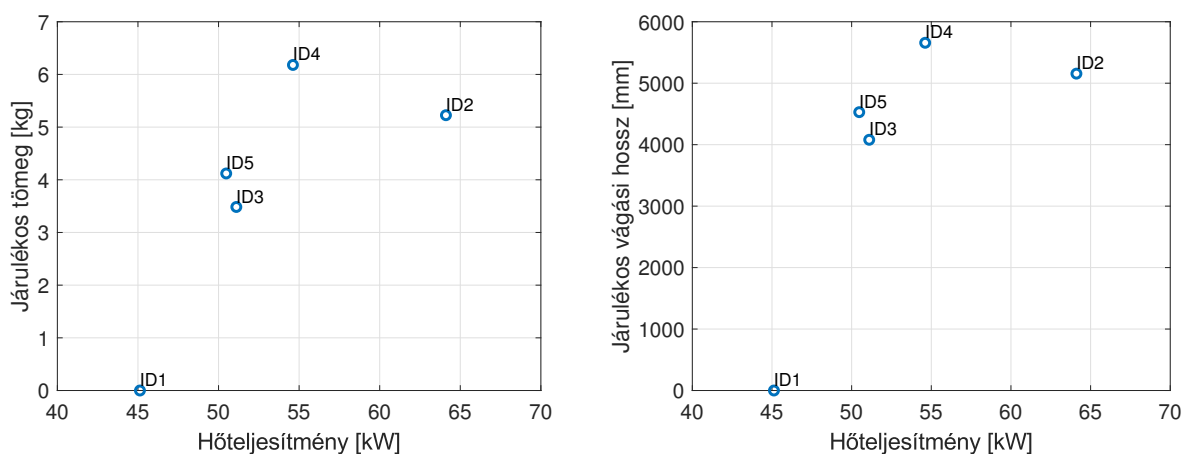
4.4. táblázat. A hőteljesítmények értékei

ID	LMTD (°C)	hőteljesítmény analitikus	hőteljesítmény numerikus	eltérés
1	25,52	40933,97	45123,73	9,29%
2	23,58	52271,57	64110,00	18,47%
3	24,88	52556,00	51103,99	-2,84%
4	24,53	57991,87	54616,87	-6,18%
5	24,93	56418,42	50476,69	-11,77%

A kapott értékek alapján kimondható, hogy az alkalmazott összefüggés egy viszonylag szűk tartományban egyezik meg a numerikus szimulációval kapott eredményekkel. Ez a tartomány viszont nehezen definiálható egyértelműen. Ahogy már korábban kifejtettem, mind a terelőlemez nyitottsága, mind a terelők közötti távolság nem folytonos függvényként, hanem diszkrét értékekkel vehetők figyelembe az optimalizálási eljárásban.

A bemutatott esetben a gyártási pluszköltségekre vonatkozóan is lehet utalást tenni. Abban az esetben, ha az optimalizálási célfüggvény a berendezés önköltsége, a terelőlemez nélküli esethez képest megadhatók a differenciák értékei. Jelen esetben két ilyen költséget érdemes megemlíteni: a tömeget és a vágási hosszak értékét. Az öt vizsgált eset ugyanazzal a köpennyel és csőköteggel rendelkezett, tehát ezeknek a gyártási és anyagköltségeit nem vettem figyelembe az összehasonlítás során. Nyilvánvalóan a numerikus szimulációhoz akkora méretet választottam, hogy még vizsgálható legyen, az ipari méretű hőcserélőkhöz képest egy viszonylag kicsi berendezés, azonban már ennél is látható, hogy milyen járulékos terhelésekkel fog rendelkezni méretnövelés esetén:

- nagyobb átmérők esetén még azonos nyomáshoz is nagyobb falvastagság lesz szükséges → anyagköltség növekszik.
- Hosszabb berendezésbe több terelőlemez helyezhető el → anyagköltség és vágási hosszok nőni fognak.
- A nagyobb térfogat miatt a berendezés tömege is növekszik → az acélszerkezetet felépítő elemek keresztmetszet területe is nőni fog (6. fejezet).
- Hosszabb berendezések esetén a külső nyomás terhelhetőség is csökkenni fog, melyet megerősítésekkel lehet kompenzálni (további tömeg és gyártási költség).
- Itt szeretném még megemlíteni a hőfeszültségek okozta problémákat is. Ezek a berendezések nem környezeti hőmérsékleten üzemelnek, hanem általában nagyobb hőmérsékleteken. Egy hosszabb berendezés ugyanakkora hőmérséklet-különbség hatására nagyobb értékben hőtágulna, melyet a szerkezeti elemek összehegesztése fog gátolni. Ezekből származó másodlagos feszültségeket hiába viszonyítjuk háromszoros megengedett feszültséghez, sokszor így is megerősítéseket kell alkalmazni.



4.20. ábra. A terelőlemezek járulékos költségei (bal: tömeg és jobb: vágási hossz)

A bemutatottakból kijelenthető, hogy:

- a terelőlemez alkalmazása minden esetben növeli a hőátviteli tényező nagyságát,
- a szakirodalomban található összefüggések nagyságrendileg helyes közelítő eredményeket adnak, így az optimalás elvégezhető, és
- a hőteljesítményre optimalt berendezés elválk a gyártási költségekre optimalt változattól.

5 | Bordáscsöves hőcserélők

A hőcserélő szerkezetek viszonylag nagy csoportja a bordáscsöves hőcserélők köre. Az ilyen típusú berendezések elsődleges alkalmazási köre az, amikor a hőcserében részt vevő egyik közeg gáz halmazállapotú. Ez legfőképpen a közegek anyagtulajdonságaival magyarázható. Azonos áramlási viszonyok mellett (azonos áramlási sebesség és áramlási keresztmetszet) a folyadékoknál kialakuló hőátadási tényező értéke nagyságrendekkel lesz nagyobb, mint a gázoknál kialakuló tényező. Ennek oka a gázok viszonylag kis hővezetési tényezője. Ennek következtében kijelenthető, hogy gáz közegű hőcserélők esetén a berendezés hőátviteli tényezője is nagyságrendekkel kisebb lesz egy folyadék közegű berendezéshez képest, melynek következtében a hőteljesítmény is kisebb lesz. Általános megoldásként felmerülhet, hogy növeljük meg a közegsebességeket, ennek azonban több probléma is ellentmond:

- a gázsebesség növelésével nem egyenes arányosan fog nőni a gázoldal hőátviteli tényezője, hanem regresszív módon,
- növelt gázsebesség esetén a készülék nyomásesése is növekedni fog, melyhez nagyobb teljesítményű áramlástanai gépek szükségesek,
- az eróziós problémák fokozottan jelentkeznek, a készülék élettartama csökken.

További ellenérv a gázsebesség növelése ellen a tartózkodási idők csökkentése. Vegyünk példaként egy porleválasztásra vonatkozó porkamrát: a tartózkodási és ülepedési időkből a technológia egyik fontos paramétere (készülék magassága, hossza, keresztmetszete, határszemcse átmérője) meghatározható. Ezek a technológiai idők azonban az LMTD módszerben nem szerepelnek, így a számításokban nincs lehatárolva az áramlási sebesség. A valóságban azonban kell egy minimális érintkezési idő.

Sokkal célszerűbb ilyen esetben nem a hőátviteli tényező növelésére, hanem a hőátadó felület növelésére törekedni. A szerkezeti anyag nagy hővezetési tényezője révén hamar felmelegszik, ezáltal egy nagy hajtóerő fog kialakulni. Másrészt a bordák jelenléte miatt minimális értékben az áramlási keresztmetszet csökken, így a sebesség növekedni fog.

A bordák alakja, mérete és orientációja rendkívül sokféle lehet, ennek következtében ilyen típusú berendezések esetén sem lehet általánosságban használható összefüggést találni. A rendkívül változatos kialakításuk mellett a különböző üzemi paramétereik vizsgálata is nagyon fontos a felhasználás szempontjából, így számos kutató foglalkozik ezek tanulmányozásával. Basavarajappa és társai [69], tanulmányában különböző típusú hőátadó felület növelési lehetőségeket mutat be. Tanulmányukat főképp a hőtani tulajdonságok növelésére hegyezték ki, de különböző alapanyag felhasználási szempontokat is figyelembe vettek. Bizonyították, hogy a rendes méretű bordák közé törpebordákat beépítve növelhető a Nu-szám értéke. Ezek mellett a bordákon V vagy félkör alakú kimunkálást végezve szintén növelhető a Nu szám értéke. Első ránézésre nagyon kedvező számunkra ez a helyzet, mivel kevesebb alapanyag beépítésével nagyobb teljesítmény kapható, azonban jobban megvizsgálva a paramétereiket már nem ennyire egyértelmű a helyzet. Minél egyenetlenebb áramlási keresztmetszetet alakítunk ki, annál inkább turbulens lesz az áramlás, ezáltal nagyobb lesz a kialakuló hőátadási együttható. Másrészt viszont ismételt

több hátrányos tulajdonságot tudunk felsorolni. Sík felületeken lévő bordákat az alaptestből gyalulással a legcélszerűbb és legegyszerűbb kimunkálni. Ha viszont azt szeretnénk, hogy a fentebb említett törpeborda legyen minden második, vagy a gyalulási paramétereket kell fogásonként változtatni, vagy egy második műveletben kell a felesleget eltávolítani. Az előbbi eset nem egyenletes felületet fog eredményezni, folyamatosan változó falvastagsággal, a másodikkal pedig nem takarítunk meg alapanyagot, plusz még a gyártási költségek is növekednek. Természetesen vannak olyan megoldási módszerek is, melyekkel mindkét fontos tényező értéke növelhető, mégpedig ha a bordákat spirál vagy hullám alakban helyezik el a felületen. Ahogy a cső a csőben és csőköteges hőcserélők terelőlemezeinél láthattuk, a spirál alak jótékony hatással van a turbulenciára. Ugyanezen okból a felület növelése szempontjából is előnyös tulajdonságokkal bír. A [70], [71] és [72] tanulmányok spirál alakú bordákkal felület növelt csövek alkalmazását és optimalizációs lehetőségeit mutatja be. Bhuiyan és Islam [73] az előzőhöz hasonló vizsgálatokat végzett el, de a másik típusú bordás hőcserélőkre (amit az angol nyelv *lowered fin*-nek nevez). Ezen hőcserélők esetén a borda (avagy a többletfelületet jelentő lemezek) nem egyetlen csőhöz tartozik, hanem gyakorlatilag ez fogja össze, ez támasztja meg a csöveket. Ennek következtében a hőátadási viszonyok is mások lesznek, a bordák felületén teljesen más hőmérséklet-eloszlás fog kialakulni. Áttekinthető cikkükben a különböző geometriai tényezők (a csövek hossz- és keresztirányú osztása, bordák osztása, a szögértéke) hatását hasonlították össze különböző elméletek alapján a hőátadási és nyomásvesztési viszonyokra. Bizonyították, hogy a bordák szögben történő elhelyezése, a csövek osztásközének (mind hosszirányban, mind keresztirányban) csökkentése, valamint a bordák egymástól való távolságának csökkentése növeli a hőátadás hatékonyságát és egyidejűleg növeli a készülékben tapasztalható nyomásesés értékét.

Kutatásaim során főleg járműipari és légkondicionálási feladatokra szánt hőcserélő szerkezetek vizsgálatával foglalkoztam. Természetesen nem lehet ezeket a területeket élesen szétválasztani, mert ugyanarról a feladatról van szó, itt a lényeges különbséget a berendezések mérete fogja jelenteni. Járműipari felhasználás esetén az optimalizálás főleg a berendezés öntömegére fog irányulni, hogy a gépjármű öntömegét csökkentjük. Ennek mind a hagyományos, belsőégésű motorokkal felszerelt, mind az elektromos járművek esetén jelentősége lehet. A légkondicionáló rendszerek külső egysége esetén pedig az egységet tartó acélszerkezet optimalizálása kerülhet előtérbe. Ennek részletes bemutatása majd a 6. fejezetben történik.

Közös jellemzője ezeknek a hőcserélő berendezéseknek, hogy a csőoldalon keringtetett meleg közeg kis átmérőjű, sokszor nem is kör keresztmetszetű csövekben áramlik. Ez önmagában nagy folyadéksebességet, így jó hőátadási tényezőt indukálna, azonban ezt az eróziós és nyomásesési korlátok miatt csökkenteni szükséges, így egyszerre több ilyen csőben történik az áramlás. Ennek végeredményeként a cső belső felületén lamináris áramlás alakul ki, melynek értéke a szakirodalom szerint független a Re -szám értékétől. Hussein és társai [74] egy ilyen esetet vizsgáltak. A méréseik során a laminárisan áramló tiszta víz hőátadását hasonlították össze laminárisan áramló TiO_2 -W és SiO_2 -W nanorészecskékkel alkotott szuszpenziók hőátadásával. Eredményeikkel bizonyították, hogy nem helytálló a feltételezés, hogy a Nu -szám értéke (és így a hőátadási tényező) független a Re -számtól. Számításaikban a Shah-London összefüggést alkalmazták,

$$Nu = 1,953 \left(Re_{D_h} \cdot Pr \cdot \frac{D_h}{L} \right) \quad \text{ha } Re_{D_h} \cdot Pr \cdot \frac{D_h}{L} \geq 33,33$$

$$Nu = 4,364 + 0,0722 \left(Re_{D_h} \cdot Pr \cdot \frac{D_h}{L} \right), \quad \text{ha } Re_{D_h} \cdot Pr \cdot \frac{D_h}{L} < 33,33, \quad (5.1)$$

melyekkel a mérésel összhangban lévő eredményeket kaptak. Ezt alkalmazták a tiszta vizes és nanorészecskés szuszpenziók kiértékelésénél is. Kimutatták, hogy ezeknek a nanorészecskéknek pozitív hatása van a hőátadási tényezőre nézve. Azonban sok esetben mégsem kivitelezhető ez a megoldás, melynek üzemeltetési okai vannak [75]:

- a tiszta vízhez viszonyítva a szuszpenziók sűrűsége és viszkozitása is nagyobb, így nagyobb szivattyú-teljesítmény szükséges a keringetéshez,
- a szuszpenzióban lévő részecskék mindegyike potenciális veszélyforrás erózió szempontjából, melyek irányváltozások környezetében jelentős koptatást okozhatnak,
- nem szabad az ülepedés hatásáról sem elfeledkezni, mely eltömődést okozhat,
- valamint a szuszpenzió költsége sem elhanyagolható tényező.

Ezeket a szempontokat figyelembe véve egy belső égésű motor hűtésére nem alkalmazható ez a hőteljesítmény növelő módszer. Elektromos járművek esetén viszont a hűtőfolyadék nem a motorban kialakított furatokban kering és a motorblokkot magát hűti, hanem az akkumulátorcellát körülölelő csatornában. Ezen akku-modulok fajlagos energiasűrűsége nagyobb, mint a belsőégésű motoroké, melynek következtében sok esetben (természetesen a cella teljesítményének függvényében) még nagyobb hűtési teljesítményt kell elérni. Wiryasart és kutatótársai [76] egy ilyen akkumulátor-egység hűtésének intenzifikálásának lehetőségével foglalkoztak. Ilyenkor a hűtési rendszer mindkét oldalán ki kell alakítani egy hőcserélő szerkezetet. A jármű orrában elhelyezett egység (a radiátor) változtatás nélkül alkalmazható, a cellaegységet pedig egy nagy fajlagos felületű, viszonylag kis áramlási keresztmetszetű eszközzel kell körbefogni, ami képes a belső akkumulátorokat is lehűteni.

5.1 MÉRŐBERENDEZÉS

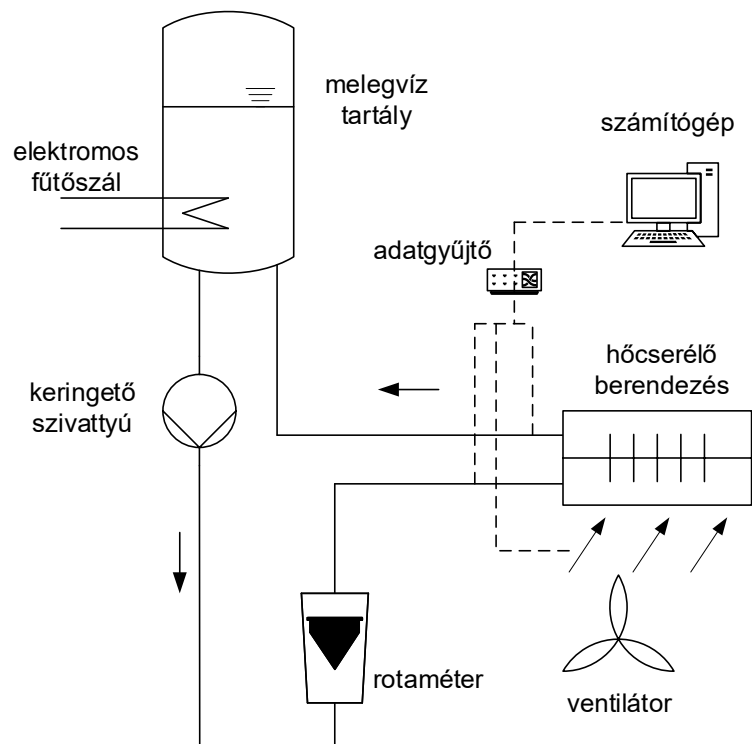
A mérések elvégzéséhez kísérleti berendezést építettünk, melyet a 5.1. ábrán tüntetem fel. Ahogy a bevezetőben írtam, a bordáscsőves hőcserélőket leggyakrabban folyadék és gáz fázisú közegek közötti hőcserélőként alkalmazzák, a mérések során ezt valósítottam meg én is: a gáz fázis környezeti nyomású levegő volt, a folyadék pedig víz. Annak érdekében, hogy legyen hajtóereje a folyamatnak, a víz melegítését oldottuk meg. Ehhez egy háztartási bojler használtam, melyet leszigeteltünk. A bojler perselyébe egy Pt100 típusú hőelemet helyeztünk, melyet egy szabályozóhoz csatlakoztattunk. Ezzel a körrel állítottuk be a meleg víz hőmérsékletét. A rendszert nyomás alá helyeztük annak érdekében, hogy a keringető szivattyúval áramoltatni tudjuk. A számítások elvégzéséhez szükséges adat ennek a keringtetett víznek a mennyisége. Ezt egy vízre kalibrált rotaméterrel olvastam le.

Közvetlenül a hőcserélőbe történő belépés előtt és kilépés után K típusú hőelemekhez való tömszelencét helyeztünk el a víz hőmérsékleteinek méréséhez. Ezek a hőelemek egy Quantum X MX1609 típusú adatgyűjtőhöz csatlakoztak, az adatok feldolgozását pedig catman®Easy szoftverrel végeztem el. A mintavétel másodpercenként történt (1 Hz), és a mérések alkalmával minden esetben megvártam a stacionárius állapot kialakulását. A mért adatokból az utolsó két percet vettem figyelembe, így mindig 120 mért érték számtani közepével számoltam a műveletti értékeket, valamint az anyagjellemzőket is ezeken a hőmérsékleteken vettem figyelembe, az A mellékletben szereplő polinomfüggvények alkalmazásával (ezekhez a közelítő összefüggésekhez a UniSim Design (Honeywell International Inc.) szoftver adatbázisát használtam fel).

Az eredmények bemutatásakor a mért értékek számtani közepét és ezek szórását tüntettem fel, melyet a következő összefüggéssel határoztam meg:

$$s = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (T_i - \bar{T})^2}, \quad (5.2)$$

ahol T_1, T_2, \dots, T_N a mért értékek, \bar{T} a mért értékek átlaga, az N pedig a mért értékek száma.

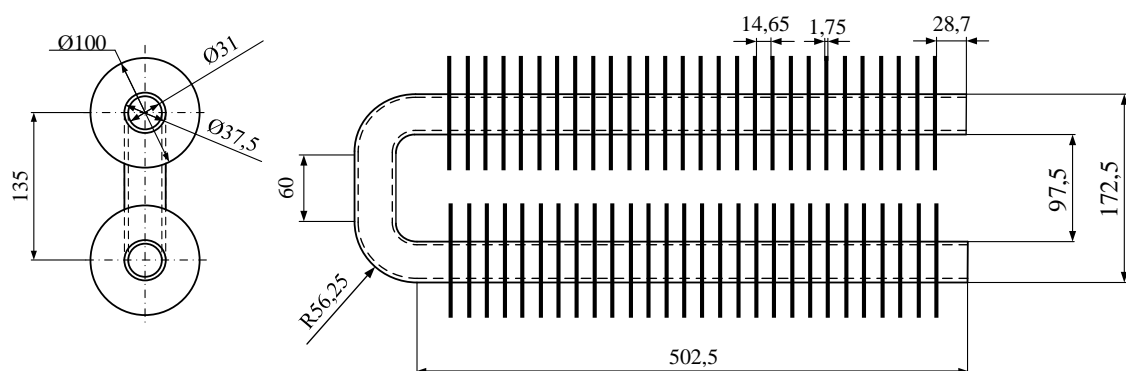


5.1. ábra. A mérésekhez épített berendezés

5.2 Hajtúcsövön lévő körbordák vizsgálata

5.2.1 Mérés

Az első bemutatott bordáscsöves hőcserélő a 5.2. ábrán látható körbordákkal felszerelt U-alakú berendezés volt.



5.2. ábra. A körbordával szerelt hajtúcső

A készüléket az Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézet laboratóriumában lévő szélcsator-

nában helyeztem el, mely a levegő áramlását biztosította. A berendezéssel a légsebesség fokozatmentesen változtatható volt (egy frekvenciaváltónak köszönhetően), valamint a belépő levegő hőmérsékletét is mérte, mely a mérések során állandó volt.

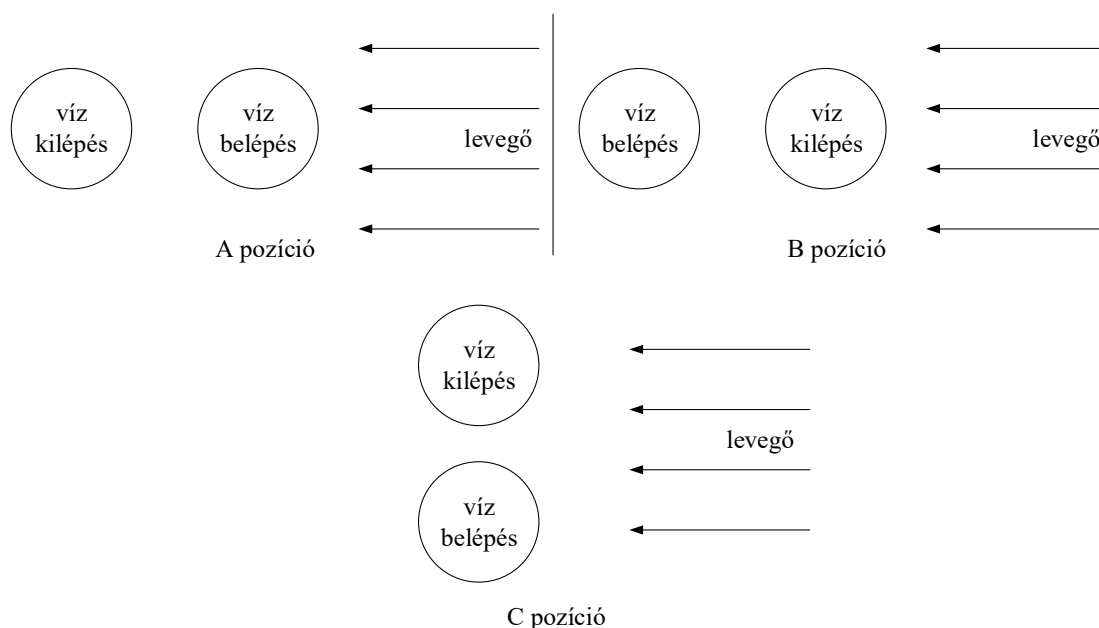
A berendezés gyakorlatilag két fő egységből áll: az $d_i=3$ mm belső és $d_o=34,5$ mm falvastagságú, $L=502,5$ mm teljes hosszúságú csőből, valamint az 56 db-ból álló, $\delta=1,75$ mm vastagságú, $D=100$ mm külső átmérőjű kör alakú bordákból, melyek $l_f=14,65$ mm-re találhatók egymástól. Mind a cső, mind a bordák szénacél alapanyagból készültek. Az alapanyagok hővezetési tényezőjének vizsgálatát nem tudtam elvégezni, az EN 1993-1-2:2005 szabványból vettem az értékét, mely 54 W / m .

A többi típusú hőcserélővel szemben, ahol gyakorlatilag egyetlen felületet kell meghatározni (mely fizikálisan a két közeget elválasztó falnak a felülete) bordáscsőves hőcserélőknél több felületet kell meghatározni a tervezésnél. Ennek az az oka, hogy ezekben az esetekben a két közeg gyakorlatilag alig érintkezik egymással. Írhatnám azt, hogy a konvektív hőátadás felülete sokkal kisebb, de ez így szó szerint véve nem igaz. A klasszikusan értelmezett hőátvitel (a fal egyik oldalán az víz áramlásából származó konvektív tag, a falon keresztül hővezetés, majd a fal másik oldalán a levegő áramlásából származó konvektív tag) valóban töredéke akár egy cső a csőben hőcserélővel szemben is. Azonban itt a hővezetésnek van hatványozott szerepe. A cső gyakorlatilag felmelegszik a benne áramló közeg hőmérsékletére pontosan amiatt, mert a levegő áramlásából kis hővesztés jelentkezik. A cső és a bordák érintkeznek egymással, a hő vezetéssel eljut a bordák felületére. Ezek között a nagy hőmérsékletű bordák között a hidegebb levegő áramlik, a hőcseréhez rendelkezésre áll a hajtóerő és ez fogja a berendezés nagy teljesítményét szolgáltatni.

Kutatásaim elején mindig úgy tekintettem ezekre a növelt felületű hőcserélőkre, mint nagy hőteljesítményű, jó hőátviteli tényezőjű berendezések. Mérnöki gyakorlatom során volt szerencsém több ilyen hőcserélőt vizsgálni és számítani, és ez a gyakorlat ellentmond az intuíciónak: nagyon kicsi, a szabadkonvekciós esetek nagyságrendjébe tartozó hőátviteli tényezők alakulnak ki, miközben a hőteljesítmény valóban nagy érték. A megoldás az óriási hőátadó felületben van. Sok esetben akár futballpályá(k)nyi hőátadó felület van egy viszonylag kis térfogatba zsúfolva. A levegőoldali hőátadási tényező kis értéke négy dologgal magyarázható.

- Ezek a berendezések általában környezetre nyitott állapotban működnek, vagy járműre vannak felszerelve, vagy ventilátor biztosítja a levegőáramlást. Füstelvezető és klimatikus rendszerekben, légcsatornáknál 20-25 m/s légsebesség a megengedhető légsebesség, járművek esetén is ebben a nagyságrendben vagyunk. Ezek az értékek viszonylag nagyok (gondoljunk a folyadékok 1-1,5 m/s szállítási sebességeire), viszont a hőcserélők rendkívül rövidek, néhány tíz-milliméteresek. A nagy sebesség nagy hőátadási tényezőt indukálna, viszont nincs meg a hőcseréhez szükséges idő, ami miatt csökken a teljesítmény.
- A hőcsere szempontjából lényeges anyagjellemzők (sűrűség, viszkozitás, fajhő, hővezetési tényező) mind nagyságrendekkel kisebbek, mint a folyadékok anyagjellemzői, mely indukálja a hőátadási tényező romlását is.
- A hőátadás szempontjából az egyik legrosszabb geometriával rendelkeznek: a bordák merőlegesen állnak a légáramlásra, így gyakorlatilag síkfal melletti áramlasként kell rá tekinteni.
- A hőcserebiztosító hőmérséklet-különbség nem a két közeg átlagos hőmérsékleteinek különbsége. Ahogy fentebb írtam, a cső hőmérsékletét még lehet is a közeg hőmérsékletének tekinteni, a bordák hőmérsékletét azonban nem. Itt történik a hőcsere legnagyobb hányada, a bordákat folyamatosan hűti az áramló levegő. Ennek kompenzálására vezették be a bordahatásfokot, melyet később részletezek.

A hőteljesítmény számításhoz négy felületet kell meghatározni: a bordák hőátadó felületét, a bordák nélküli csövek felületét, a csövek belső felületét, valamint a teljes hőátadó felületet. A teljes felület a következő értékekből adódott össze:



5.3. ábra. A vizsgált elrendezések

- a bordák oldallapjának felülete,
- a bordák élszalagjának felülete,
- a csövek bordák közötti felülete,
- a visszaforduló két könyök felülete.

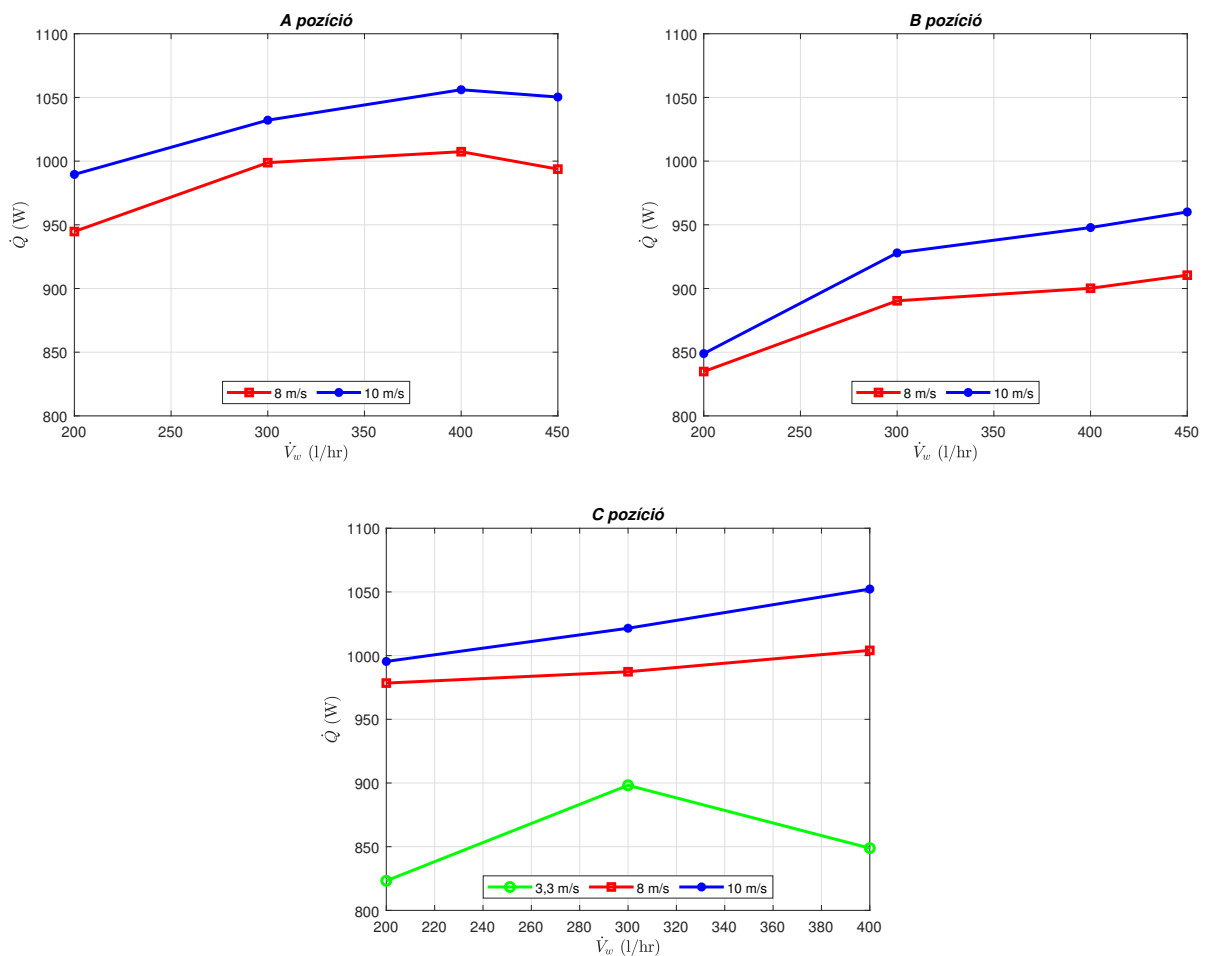
A vizsgált berendezés a következő értékekkel jellemezhető:

5.1. táblázat. A vizsgált hőcserélő hőátadó felületei

Jellemző	Jele	Értéke
a csövek belső felülete	A_i	115193,1 mm ²
egy cső külső felülete bordák nélkül	A_{t0}	59199,38 mm ²
az összes külső felület bordák nélkül	A_o	118398,8 mm ²
a bordák felülete	A_f	755945,1 mm ²
a teljes hőátadó felület	A	913993,8 mm ²

A kísérleteim során azt is vizsgáltam, hogy a két közeg egymáshoz viszonyított áramlása milyen hatással lesz a hőteljesítményre. Ennek érdekében a berendezést három pozícióban helyeztem el a légcsatornában, melyet a 5.3. ábra reprezentál.

Ha a műveleti egységek áramlás szerinti csoportosítását vesszük alapul, mindhárom eset keresztáramú kapcsolásnak minősül. Viszont az eddigi tapasztalataim alapján érezhető volt, hogy más hőátadási tényező és vele szinkronban más hőteljesítmény fog adódni a különböző esetekben, melyet a mérési eredmények megerősítettek. Ennek értelmében az A pozíciót tekinthetjük egy kvázi-ellenáramú kapcsolásnak, mivel ebben az esetben a hideg levegő és a meleg víz érintkeznek egymással; a B pozíció kvázi-egyenáramú, mivel itt már egy kisebb hőmérsékletű víz fogja a bordák hőmérsékletét befolyásolni, így csökkentve a hajtóerőt; a C elrendezést pedig egy valódi keresztáramú kapcsolásnak. A hőtani tulajdonságok mellett az áramlási tulajdonságok is befolyásolják a hőcsere folyamatát. A C elrendezés esetén van ennek a legkisebb hatása, mert itt a



5.4. ábra. A mérések eredményei

csövekről és bordákról leváló örvények nincsenek hatással a másik csőre, viszont az A és B esetben jelentősen befolyásolják.

A mérési adatokból a hőteljesítményt a 2.38. összefüggéssel határoztam meg, melyben a módosító tényező ilyen áramlási viszonyokra közel 1-re adódott, így ettől eltekintettem. A 5.4. ábrákon látszik, hogy a mért eredmények összhangban vannak a várt eredményekkel, miszerint a kvázi-ellenáramú kapcsolás (A) és a valódi keresztáram (C) nagyobb teljesítményt szolgáltat, mint a B elrendezés. A mért adatok átlagát és szórását a B melléklet tartalmazza.

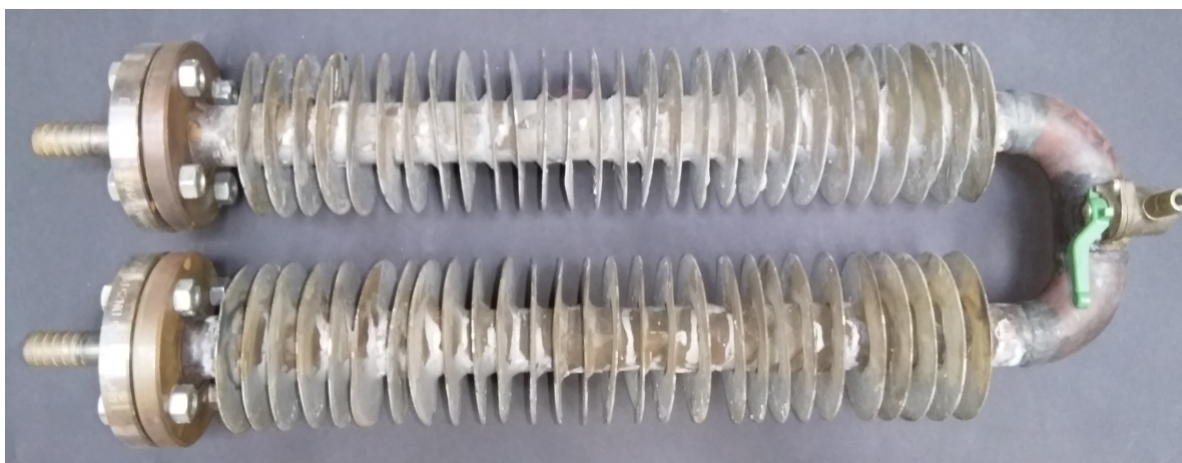
A célom a mérésekkel az volt, hogy kapcsolatot találjak a szakirodalomban található elméletek és a mért eredményeim között. Ezt két módon végeztem el: egyrészt numerikus szimulációkat futtattam, másrészt analitikus számítási modellt hoztam létre. Mindkét esetben a kapott eredményeket a mért eredményekhez hasonlítottam.

5.2.2 Numerikus szimuláció

Doktori képzésem alatt két numerikus szimulációk futtatására alkalmas szoftvercsomaggal ismerkedtem meg és tanultam meg használni, az SC/Tetrával és az ANSYS-sal. A bordáscsöves hőcserélők szimulációjára tapasztalataim szerint az utóbbi, azon belül is az ANSYS-CFX szoftver a legalkalmasabb. Ennek magyarázata az, hogy véleményem szerint ebben lehet legjobban beállítani az alkalmazott háló tulajdonságait. A többi szoftverrel ellentétben a szimulációhoz szükséges

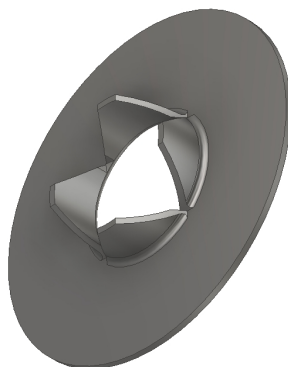
tartományokat (domain-ek) külön-külön hálóztam be, valamint az ismétlődő alkatrészeket, a bordákat egy egyszerű kiosztással hoztam létre. Annak érdekében viszont, hogy a szimulációval elfogadható eredményt kapjak, a csatlakozó felületeket össze kellett kapcsolni. Ez ebben az esetben 226 csatlakozó felület beállítását igényelte, mégis úgy érzem, hogy ez szolgáltatja a legpontosabb módszert.

Természetesen a hálózás és interfész-csatlakoztatásokat megelőzi a modellalkotás folyamata. Sajnos a vizsgált hőcserélő nem volt tökéletesen megépítve, a bordák nem egyenletesen voltak a csövön elhelyezve, ahogy a 5.5. ábra is mutatja.



5.5. ábra. A vizsgált hőcserélő

Modellalkotási szempontból ez szinte kivitelezhetetlen lett volna, ezért a modellben a bordák egymástól állandó távolságra vannak (14,65 mm), valamint a bordák merőlegesen állnak a csőhöz képest. A gyártás során törekedtek az egyszerűségekre, ezért a bordák úgy készültek, hogy egy körlemez a cső külső átmérőjének megfelelő hosszban, egymásra merőlegesen bevágták, majd ezt ráhúzták a csőre. A valós kialakítást a 5.6. ábra mutatja.

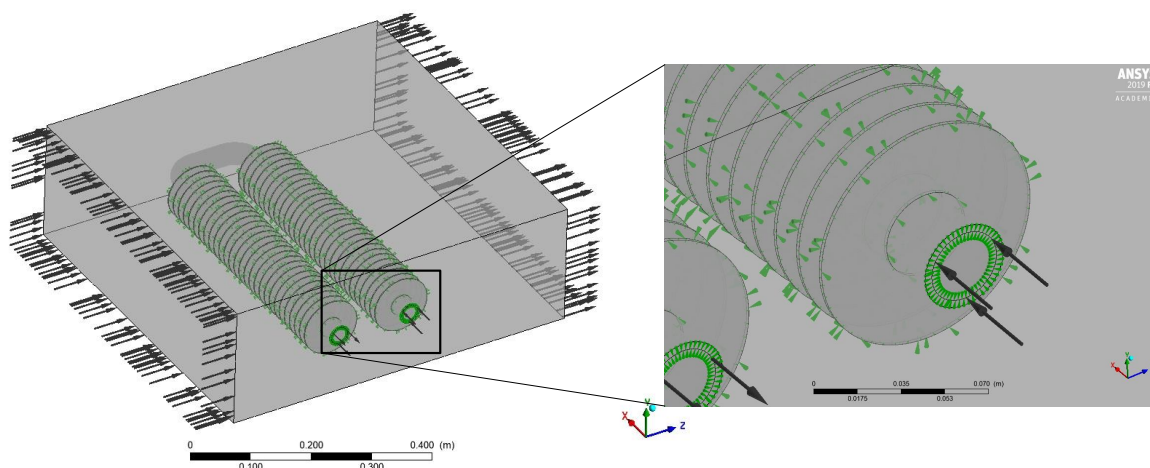


5.6. ábra. A valós borda geometria

Ezeknek a füleknek a lemodellezése a háló elemszámát, valamint a csatlakozó felületeknek a számát is jelentősen megnövelte volna, valamint nem is tulajdonítottam neki nagy jelentőséget a hőteljesítményre nézve, ezért elhanyagoltam.

A légtér méretét a hőcserélőhöz képest kissé megnöveltem, hogy a levegő áramlási viszonyairól is kapjunk információt. A légtér és a víz folyadék tartományként lett modellezve, a bordák és a cső szilárd tartományként. Hálófüggetlenségi vizsgálatot végeztem a modellen, vizsgálva

csak egy-egy háló hatását a végeredményre. A turbulenciamodellek hatását is vizsgáltam, az SST modell bizonyult a legalkalmasabbnak. 5 peremfeltételt írtam elő: a levegő és víz beáramló keresztmetszeteihez sebességet és hőmérsékletet, a kilépő keresztmetszetekhez abszolút nyomást, a csatlakozó feltételekhez pedig hőellenállás nélküli feltételt. A számításokhoz használt modellt a 5.7. ábra mutatja.



5.7. ábra. A numerikus szimulációkhoz használt modell

A szimulációk során a B elrendezés mért eredményeit használtam fel. A 5.2. táblázat a mért és szimulált eredményeket foglalja össze.

5.2. táblázat. A mérési és numerikus szimulációk eredményeinek összehasonlítása

ID	Mérések				Szimulációk \dot{Q}_{CFD}	Eltérés	
	\dot{V}_w	v_a	$T_{w,in}$	\dot{Q}_m		$\Delta\dot{Q}$	%
ID1	200	8	57,19	944,73	756,18	188,55	19,96%
ID2	200	10	57,12	989,57	804,09	185,48	18,74%
ID3	300	8	57,15	998,79	777,85	220,95	22,12%
ID4	300	10	57,08	1032,14	833,53	198,61	19,24%
ID5	400	8	57,09	1007,40	793,65	213,75	21,22%
ID6	400	10	57,05	1056,05	857,35	198,70	18,82%
ID7	450	8	57,07	993,73	801,57	192,16	19,34%
ID8	450	10	57,04	1050,32	868,58	181,74	17,30%

A táblázatból látszik, hogy a mért és CFD szimulációval kapott eredmények 17,3 és 22,14% közötti eltéréseket mutatnak, ami mutathatná a numerikus szimuláció hibáit is. Ahogy említettem, hálófüggetlenségi vizsgálatot végeztem, mely esetén hasonló nagyságrendű értékeket kaptam. A jelentős eltérés a modell felépítésében, és a 5.6. ábrán bemutatott fülek elhanyagolásában lehet. Ezek a hőcsere folyamatban jelentéktelennek tűnő fülek többszörösen is jótékony hatással lehetnek a folyamatra:

- a bordák nem egy nagyon keskeny élszalag mentén érintkeznek a nagy hőmérsékletű csővel, hanem egy sokkal nagyobb felületen, így a hővezetés hatása sokkal inkább meghatározó (ezek a bordák nem voltak a csőre ráhegesztve, így bármilyen alakprobléma esetén ez a kicsi élszalag még inkább csökkenhet),

- az acél kis fajhőjének, de nagyobb tömegének köszönhetően a borda folyamatosan nagyobb hőmérsékletű tud maradni, így biztosítva egy nagyobb hajtóerőt.

5.2.3 Analitikai számítás

Ha egy cső a csőben hőcserélőhöz képest egy csőköteges hőcserélő számítása egy nagyságrenddel nehezebb feladat, akkor egy bordáscsöves számítása még egy nagyságrenddel bonyolultabb. Az összehasonlítás alapját képező számítási metódust a VDI-Heat Atlas alapján készítettem el. Bár a számítás bonyolultabb, és talán több bizonytalanságot tartalmaz a többi módszerhez képest, a számítás menete megegyezik a többi berendezés számításával. A csövek pozíciójának függvényében meg kell határozni a Nu szám értékét, mely sorban lévő csövek esetén

$$Nu = 0.22 \cdot Re^{0.6} \cdot \left(\frac{A}{A_{t0}}\right)^{-0.15} \cdot Pr^{0.33}, \quad (5.3)$$

míg eltolt csőosztás esetén

$$Nu = 0.38 \cdot Re^{0.6} \cdot \left(\frac{A}{A_{t0}}\right)^{-0.15} \cdot Pr^{0.33}. \quad (5.4)$$

Az összefüggésekben látható, hogy már a Nu-szám összefüggésében is megjelenik a hőátadó felületek aránya. Minél inkább bordázzuk a csövünket, annál inkább csökkenni fog a tényező, rontva a Nu-szám és így a hőátadási tényező értékét. Ebből a definíció szerinti összefüggésből számítható ki a látszólagos hőátadási tényező.

$$\alpha_m = \frac{Nu \cdot \lambda_{\text{levegő}}}{d_o}, \quad (5.5)$$

ahol d_o a cső külső átmérője. A bordák alakját és anyagminőségét szintén figyelembe kell vennünk a már korábban említett bordahatásfok számításánál. Ehhez előbb dimenziótlan átmérőt,

$$\varphi = \left(\frac{D}{d_o} - 1\right) \cdot \left[1 + 0.35 \cdot \ln\left(\frac{D}{d_o}\right)\right], \quad (5.6)$$

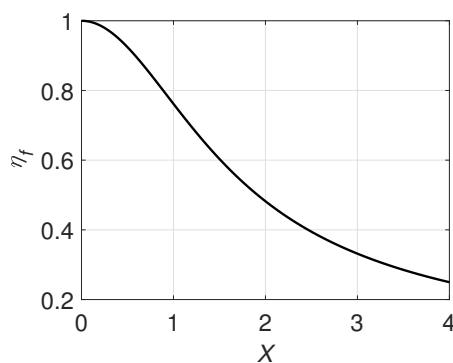
majd egy dimenziótlan falvastagságot kell kiszámítani,

$$X = \varphi \cdot \frac{d_o}{2} \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_m}{\lambda_f \cdot \delta}}. \quad (5.7)$$

Ebből közvetlenül számítható a bordahatásfok értéke a

$$\eta_f = \frac{\tanh X}{X} \quad (5.8)$$

összefüggéssel. Grafikusan ábrázolva a hatásfok görbéje a falvastagság függvényében a következőképp néz ki:



5.8. ábra. A bordahatásfok grafikus meghatározása

Ezek felhasználásával a bordák felületén kialakuló hőátadási tényező

$$\alpha_v = \alpha_m \left[1 - (1 - \eta_f) \frac{A_f}{A} \right], \quad (5.9)$$

míg a hőcserélő berendezést jellemző hőátviteli tényező a

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_v} + \frac{A}{A_i} \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{d_o - d_i}{2 \cdot \lambda_t} \right). \quad (5.10)$$

összefüggéssel számítható. Az 5.10. összefüggésből látható, hogy a vizsgált esetekben a belső és külső oldal hőátadási tényezője jelentősen eltérnek egymástól, ami miatt nem tekinthetünk el a felületarányoktól.

A bemutatott összefüggésekkel számított hőteljesítmények a mért eredményekkel összehasonlítva a következő táblázatban szerepelnek:

5.3. táblázat. A számított és mért eredmények összehasonlítása

ID	Mérések		Számítások		Eltérés	
	\dot{Q}	k	\dot{Q}	k	$\Delta\dot{Q}$	%
ID1	944,73	34,71	366,69	13,48	578,04	61,19
ID2	989,57	36,56	368,49	13,61	621,08	62,76
ID3	998,79	35,98	417,13	15,03	581,66	58,24
ID4	1032,14	37,32	441,28	15,96	590,86	57,25
ID5	1007,4	35,92	461,03	16,44	546,37	54,24
ID6	1056,05	37,78	491,01	17,56	565,04	53,51
ID7	993,73	35,31	478,41	16,99	515,32	51,86
ID8	1050,32	37,42	510,91	18,20	539,41	51,36

Az eredményekből látszik, hogy a vázolt analitikus számítási módszer nem ad a mért adatokkal egyező eredményt, ezért alkalmazása nem javasolt. 1963-ban T.E. Schmidt [77] más megközelítést javasolt. Számításaiban a bordák jelenlétét a karakterisztikus hosszal vette figyelembe,

$$d_F = d_o \cdot \frac{A}{A_1}, \quad (5.11)$$

mely mérettel határozta meg a szükséges hasonlósági kritériumokat, mint a Re- és Nu-számok :

$$Re_F = \frac{v \cdot d_f \cdot \rho}{\eta} \quad (5.12)$$

és

$$Nu_F = \frac{\alpha_F \cdot d_F}{\lambda}. \quad (5.13)$$

5.4. táblázat. Számított és mért eredmények összehasonlítása a Schmidt-módszerrel

ID	Mérések		Számítások		Eltérés	
	\dot{Q}	k	\dot{Q}	k	$\Delta\dot{Q}$	%
ID1	944,73	34,71	925,25	33,99	19,49	2,06
ID2	989,57	36,56	1031,80	38,12	-42,23	-4,27
ID3	998,79	35,98	989,19	35,63	9,6	0,96
ID4	1032,14	37,32	1111,83	40,21	-79,69	-7,72
ID5	1007,4	35,92	1025,59	36,57	-18,19	-1,81
ID6	1056,05	37,78	1157,52	41,41	-101,47	-9,61
ID7	993,73	35,31	1039,03	36,91	-45,3	-4,56
ID8	1050,32	37,42	1174,57	41,84	-124,25	-11,83
ID11	834,81	33,16	855,04	33,96	-20,23	-2,42
ID12	848,90	33,97	951,69	38,09	-102,79	-12,11
ID13	890,35	35,08	903,28	35,59	-12,93	-1,45
ID14	927,94	36,57	1018,97	40,15	-91,04	-9,81
ID15	900,17	34,85	943,69	36,53	-43,52	-4,83
ID16	947,84	36,67	1069,29	41,36	-121,45	-12,81
ID17	910,47	34,83	963,95	36,88	-53,48	-5,87
ID18	960,09	36,69	1093,96	41,81	-133,88	-13,94

Schmidt tanulmányában a

$$Nu_F = C_F \cdot Re_F^{0,625} \cdot Pr^{1/3} \quad (5.14)$$

összefüggést javasolta, melyben a C_F tényező az egy sorban lévő csövekre 0,3, eltolt csövek esetén pedig 0,45. Ezzel az elmélettel a következő eredményeket kaptam.

Az 5.4. táblázat eredményeiből látszik, hogy sokkal jobb eredményt ad, mint a VDI által javasolt módszer, a különbségek +2,06 és -13,94% között alakulnak. A mérési adatokhoz még jobban közelítő összefüggést ez alapján az elmélet alapján készítettem. A legkisebb négyzetek módszerével a C_F és a Re-szám kitevőjét változtattam, melynek eredményeképpen a

$$Nu = 29,5956 \cdot Re_F^{0,2371} \cdot Pr^{1/3} \quad (5.15)$$

összefüggést javaslom. Általánosságban a tapasztalati összefüggésekben szereplő szorzótényező értéke 1 alatti érték szokott lenni, ebben az esetben viszont a megnövelt hőátadó felület következtében kaptuk ezt az értéket. Ennek eredményeképpen a mért és számított adatok összehasonlítását a következő táblázat tartalmazza:

5.5. táblázat. A mért és számított eredmények összehasonlítása a módosított összefüggéssel

ID	Mérések		Számítások		Eltérés	
	\dot{Q}	k	\dot{Q}	k	$\Delta\dot{Q}$	%
ID1	944,73	34,71	905,16	33,26	-39,57	-4,19
ID2	989,57	36,56	940,68	34,76	-48,89	-4,94
ID3	998,79	35,98	966,71	34,83	-32,08	-3,21
ID4	1032,14	37,32	1008,65	36,47	-23,49	-2,28
ID5	1007,40	35,92	1001,69	35,72	-5,71	-0,57
ID6	1056,05	37,78	1047,15	37,46	-8,90	-0,84
ID7	993,73	35,31	1014,59	36,05	20,86	2,10
ID8	1050,32	37,42	1061,50	37,81	11,18	1,06
ID11	834,81	33,16	837,27	33,26	2,45	0,29
ID12	848,90	33,97	868,48	34,76	19,58	2,31
ID13	890,35	35,08	883,96	34,83	-6,39	-0,72
ID14	927,94	36,57	925,58	36,47	-2,36	-0,25
ID15	900,17	34,85	922,79	35,72	22,62	2,51
ID16	947,84	36,67	968,37	37,46	20,53	2,1
ID17	910,47	34,83	942,24	36,05	31,77	3,49
ID18	960,09	36,69	989,53	37,81	29,44	3,07

Látható, hogy a különbségek $\pm 5\%$ alatt vannak, mely sokkal jobb közelítést ad a várható hőteljesítményre, mint a korábban bemutatott számítások.

Az A és B elrendezés mellett a C elrendezés vonatkozásában is elvégeztem ugyanezt a számítást. A 5.6. táblázat az eredeti Schmidt-együtthatókkal végzett számításokat, míg a 5.7. táblázat ugyancsak a legkisebb négyzetek módszerével kapott új együtthatókkal végzett számítások eredményét tartalmazza, az általam meghatározott (5.16) összefüggés alapján.

5.6. táblázat. A számított és mért eredmények összehasonlítása

ID	Mérés		Számítás		Eltérés	
	\dot{Q}	k	\dot{Q}	k	$\Delta\dot{Q}$	%
ID21	823,24	30,74	563,08	21,03	260,16	31,60
ID22	978,44	36,74	905,06	33,99	73,38	7,50
ID23	995,44	37,39	1015,00	38,13	-19,56	-1,97
ID24	898,20	33,14	586,56	21,64	311,64	34,70
ID25	987,34	36,59	961,12	35,62	26,22	2,66
ID26	1021,49	37,94	1081,97	40,19	-60,48	-5,92
ID27	848,86	30,86	604,88	21,99	234,98	28,74
ID28	1004,11	36,60	1003,21	36,57	0,90	0,09
ID29	1052,26	38,43	1133,53	41,40	-81,27	-7,72

$$Nu = 55,4028 \cdot Re_F^{0,1897} \cdot Pr^{1/3} \quad (5.16)$$

5.7. táblázat. A mért és számított eredmények összehasonlítása a módosított összefüggéssel

ID	Mérés		Számítás		Eltérés	
	\dot{Q}	k	\dot{Q}	k	$\Delta\dot{Q}$	%
ID21	823,24	30,74	814,48	30,42	-8,76	-1,06
ID22	978,44	36,74	932,65	35,02	-45,79	-4,68
ID23	995,44	37,39	965,58	36,27	-29,85	-3,00
ID24	898,20	33,14	859,61	31,72	-38,59	-4,30
ID25	987,34	36,59	991,87	36,76	4,53	0,46
ID26	1021,49	37,94	1026,58	38,13	5,09	0,50
ID27	848,86	30,86	893,09	32,46	44,23	5,21
ID28	1004,11	36,60	1036,19	37,77	32,08	3,19
ID29	1052,26	38,43	1073,85	39,22	21,59	2,05

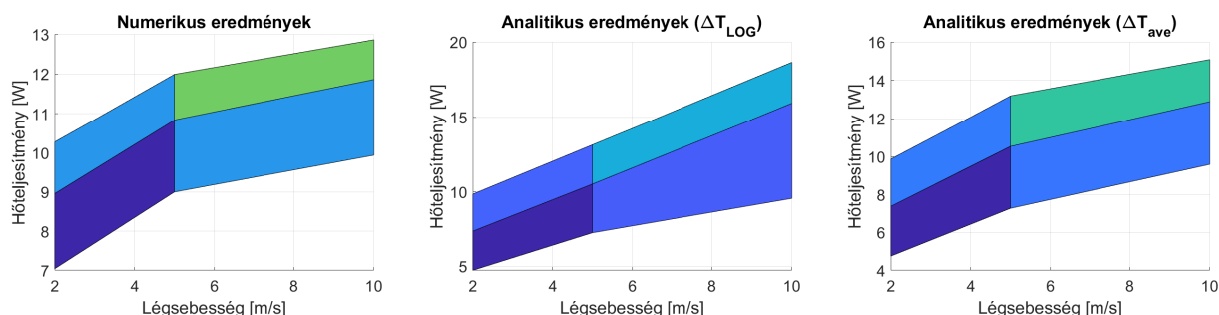
5.2.4 Hőmérséklet-különbség szerepe

Az előzőekben bemutatott eredmények során feltételeztük, hogy a bordáscsöves hőcserélők esetén is érvényes a logaritmusos hőmérséklet különbség, mint hajtóerő elve (2.30. összefüggés). Ennek bizonyításához újabb numerikus szimulációkat végeztem. Ebben az esetben egy viszonylag egyszerűbb geometriájú bordás csövet vizsgáltam (hasonlóan a később bemutatásra kerülő porózus térfogatú modellezési módhoz): $\varnothing 6 \times 1$ mm csövön lévő, 0,5 mm vastagságú négyzetes bordák hatását a hőátadásra. Ezekben a szimulációkban három geometriai méretet (15x15 mm, 20x20 mm, 25x25 mm) vizsgáltam három különböző légsebességgel (2 m/s, 5 m/s és 10 m/s), változatlan csőtéri közegsebesség mellett (0,1 m/s).

A szimulációkkal kapott eredményeket ebben az esetben is a VDI Heat Atlas-ban található tapasztalati összefüggések eredményeivel hasonlítottam össze. Az összehasonlításhoz kétféle hőmérséklet-különbséget feltételeztem: a bevezetőben is felírt logaritmusos hőmérséklet különbséget (ΔT_{LOG}), és az átlagos hőmérséklet-különbséget (ΔT_{ave}).

$$\Delta T_{LOG} = \frac{(T_{v,be} - T_{l,ki}) - (T_{v,ki} - T_{l,be})}{\ln\left(\frac{T_{v,be} - T_{l,ki}}{T_{v,ki} - T_{l,be}}\right)} \quad (5.17)$$

$$\Delta T_{ave} = \frac{T_{v,be} + T_{v,ki}}{2} - \frac{T_{l,be} + T_{l,ki}}{2} \quad (5.18)$$



5.9. ábra. Az eredmények összehasonlítása

Az ábrákon jól látható, hogy az analitikus eredmények közül az átlagos hőmérséklet-különbséggel kapott eredmények sokkal pontosabban követik a numerikus szimulációval kapott eredményeket,

mint az általános, logaritmikus elmélettel kapott eredmények. Azonban a 5.2. fejezetben bemutatott mérési eredmények azt bizonyították, hogy hajtűcsövön már a logaritmikus hőmérsékletkülönbséget kell alkalmazni. Ennek magyarázata kettős: egyrészt a keresztáramú áramlás, másrészt pedig az áramló levegő és a kis áramlási rések miatt kialakuló viszonylag kicsi hőátadási tényező.

5.3 Modellezés porózus térfogattal

5.3.1 Alapgondolat

Az előző fejezetben vázolt sebesség-gradienst egy CFD szoftver alkalmazásával pontosan figyelembe lehetne venni, azonban egy ilyen radiátor modellezésénél más problémákba ütközünk. A hőteljesítmény lehető legpontosabb számításához a teljes geometriát le kellene modellezni. A vizsgált esetben már a geometria modell elkészítéséhez nagyteljesítményű számítógép kell, mivel mind a bordák, mind a csövek darabszáma nagy, nagy lesz a geometriai modell, nem is beszélve a légtér modelljéről. Az előző pontban bemutatott interfészek egymásra illesztése nem kivitelezhető. A nagyobb problémát mégis a hálózasi technika fogja okozni. Ezek a bordák 0,1 mm vastagságúak, 0,9 mm osztásközzel. A borda anyagában is a jó eredményhez legalább 4-5 hálóvastagságot, a levegőtérben pedig 8-10 csomópontot kell biztosítani, lehetőleg a fal melletti hálósűrítéssel. Ilyen megfontolások mellett a szimulációhoz szükséges elemszám több milliárdos lenne, ami nem kivitelezhető. Természetesen a vizsgálatokhoz kiragadhatnánk kisebb térfogatokat a nagy egészből. Ekkor a peremfeltételek megadásával is problémába ütközünk, mert ha a közepéből vesszük ki ezt a résztérfogatot, akkor a vízdali belépő hőmérsékletekről nem áll rendelkezésre információ. A belépési pont ilyen szempontból alkalmas is lehetne, de ahogy korábban írtam, nem lehetne a teljes berendezésre vonatkozóan következtetéseket levonni.

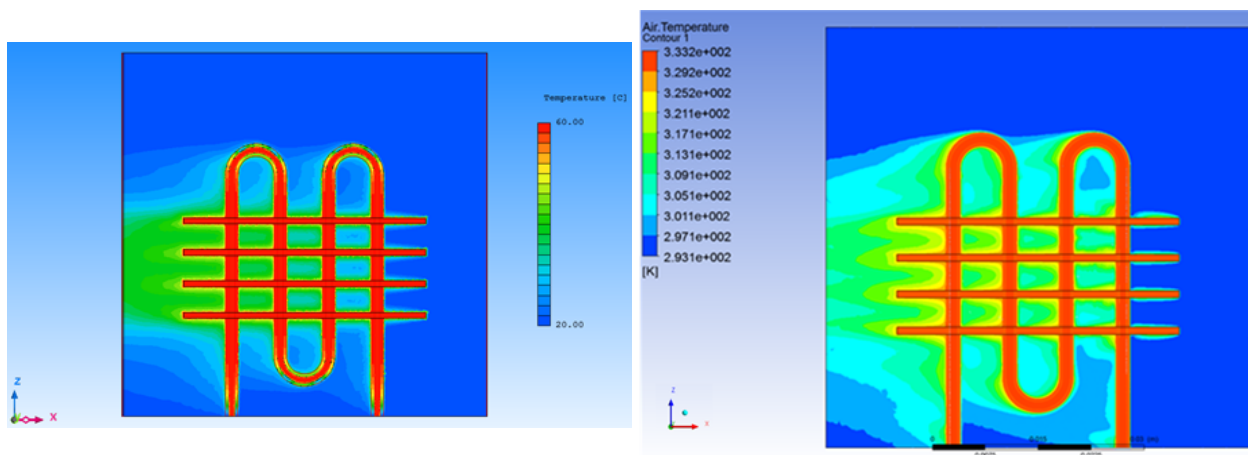
Természetesen ez a probléma nem került el a numerikus szimulációval foglalkozó informatikusok figyelmét sem. Mindegyik CFD szoftverben a kijelölt tartományokra porózus térfogatot lehet beállítani. Vegyipari környezetben elég sok helyen alkalmazunk ilyen megoldásokat (fliuidizációnál, abszorpciónál és adszorpciónál, rektifikálásnál). A legtöbb esetben a térfogatot felépítő elemek átmérőjét és a porozitás értékét kell megadnunk, hogy a szoftver számolni tudjon, de pontosan az ilyen bordák vizsgálata céljából a bordák alakja, falvastagsága és osztásköze is definiálható.

A kutatásaim elején, amikor a bordáscsöves hőcserélőkkel elkezdtem foglalkozni, végeztem összehasonlító szimulációkat. Ezeknek a szimulációknak a célja az volt, hogy összetettebb geometriák is, mint amilyet az előző fejezetben bemutattam, vizsgálhatók és optimálhatók legyenek. Egy ilyen geometria hőmérséklet-eloszlási görbéjét szeretném bemutatni, kétféle szoftveres környezetben is.

A 5.10. ábrán a vizsgált geometria középsíkjában kialakuló hőmérséklet-profil látható, a bal oldalon SC/Tetra, a jobb oldalon pedig ANSYS-CFX szoftverkörnyezetben.

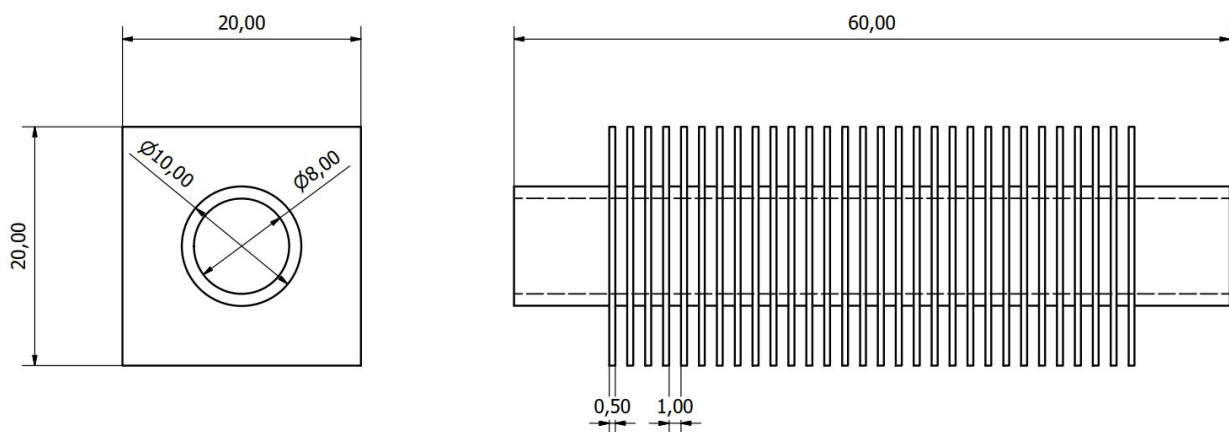
Természetesen az előbb leírt modellezési alapelvek miatt nem egy nagy geometriájú, rengeteg nagyon vékony bordát tartalmazó hőcserélőt kezdtem vizsgálni, hanem egy egyszerűsített geometriát. Ezt a geometriát úgy választottam meg, hogy

- a CFD szoftverben a porózus térfogat paramétereit egyértelműen meg tudjam adni,
- a bordák közötti légrés mérete kis érték legyen, hogy legyen értelme az összehasonlítást elvégezni.



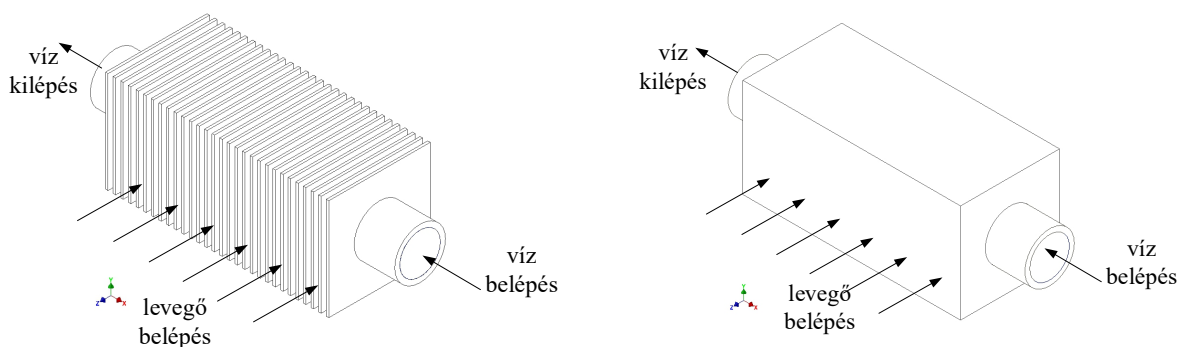
5.10. ábra. Valódi bordákként modellezett bordás cső

Ezeket a szempontokat szem előtt tartva egy olyan bordás cső hőátadását modelleztem, amely csőoldalán meleg víz, gáz oldalán hideg levegő áramlik, a bordák és a cső alumíniumból készültek. A cső belső és külső átmérője $\varnothing 8$ és $\varnothing 10$ mm, a bordák pedig 20×20 mm négyzet alakúak, $0,5$ mm vastagsággal. A bordás cső sematikus ábráját a 5.11. ábra mutatja. Az ábrán látszik, hogy ennek a csődarabnak a hőátadó felületei messze elmaradnak az előző fejezetben bemutatott radiátorhoz képest.



5.11. ábra. A vizsgált bordás cső geometriai méretei

A valódi bordákat tartalmazó modell esetében is a numerikus szimulációkra vonatkozó alapvető szabályokat betartva végeztem a vizsgálatokat. Hálózfüggetlenségi vizsgálattal meghatároztam azt a hálót, amelyet tovább finomítva már nem lesz pontosabb a szimuláció eredménye. A hálózási paramétereket kivéve a két szimuláció beállított kezdeti és peremfeltételei teljesen megegyeznek. A számításokban levegőt és vizet alkalmaztam a gáztéri és csőtéri közegnek. A levegő a modell koordináta rendszerében a $-z$ irányban áramlik 8 m/s sebességgel, míg a víz $0,2$ m/s sebességgel $-x$ irányban. A gravitáció hatása is figyelembe volt véve, mely $-y$ irányú volt. Mindkét közeg kilépő határfelületén 0 bar statikus nyomást vettem figyelembe. A belépési és kilépési határfelületekre a turbulens kinetikus energia mindkét közeg esetén $0,0001$ m²/s² érték volt. Jelen esetben a $k - \varepsilon$ turbulencia modellt alkalmaztam. A 5.12. ábra a két alkalmazott geometria modellt hivatott bemutatni.



5.12. ábra. A vizsgált geometriai modellek; bal: valódi bordák, jobb: porózus térfogat

Az ábrákon látszik, hogy a geometriai modellek felépítésében is jelentős különbségek vannak. A porózus esetben gyakorlatilag 4 geometria alaptestet kell megalkotni (a víztérnek egy hengert, a csőnek egy üreges hengert, a bordák térfogatának egy téglatestet, valamint a levegőnek is egy téglatestet), melyeket 4 kényszerrel kell összeilleszteni. Ekkor nagyon egyszerűnek mondható a modell, 11 felülettel rendelkezik, így egy grafikus felülettel nem rendelkező, ellenben teljesen szabadon használható CFD szoftverrel is (például OpenFoam, SU2) viszonylag könnyen használható. A fizikai bordák esetében a CAD szoftverekben általánosan megtalálható kiosztás parancsával érdemes a modellt megalkotni. Egy gyengébb videokártyával rendelkező számítógép ennek a megjelenítését már lehet, hogy nem tudja zökkenőmentesen megvalósítani, így a modell módosítása is nehezebbé válik. Ennél az egyszerű esetről a 11 felülettel szemben 215 felületünk van, amihez a peremfeltételek megadása, nem is beszélve a hálózásról, sokkal idő- és erőforrás igényesebb lesz.

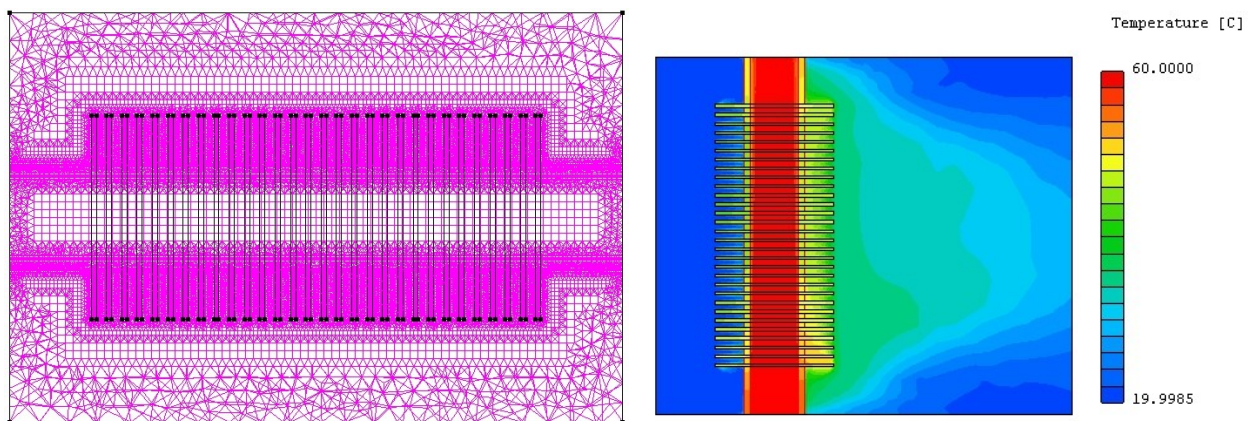
A teljesség igényére való tekintettel, hogy az előzőleg bemutatott hőcserélőkkel összehasonlítható legyen, a következő táblázat a vizsgált bordás cső geometriai alapadatait foglalja össze.

5.8. táblázat. A vizsgált hőcserélő hőátadó felületei

Jellemző	Jele	Értéke
Bordák szélessége	W	20 mm
Bordák magassága	H	20 mm
Bordák vastagsága	t	0,5 mm
Bordák távolsága	s	1 mm
A cső külső átmérője	D_e	10 mm
A cső belső átmérője	D_i	8 mm
A bordák darabszáma	n_b	30
A cső hossza	L	60 mm
Teljes hőátadó felület	A	0,01049 m ²
A cső hőátadó felülete	A_i	0,0011 m ²

5.3.2 Hálózás és eredmények

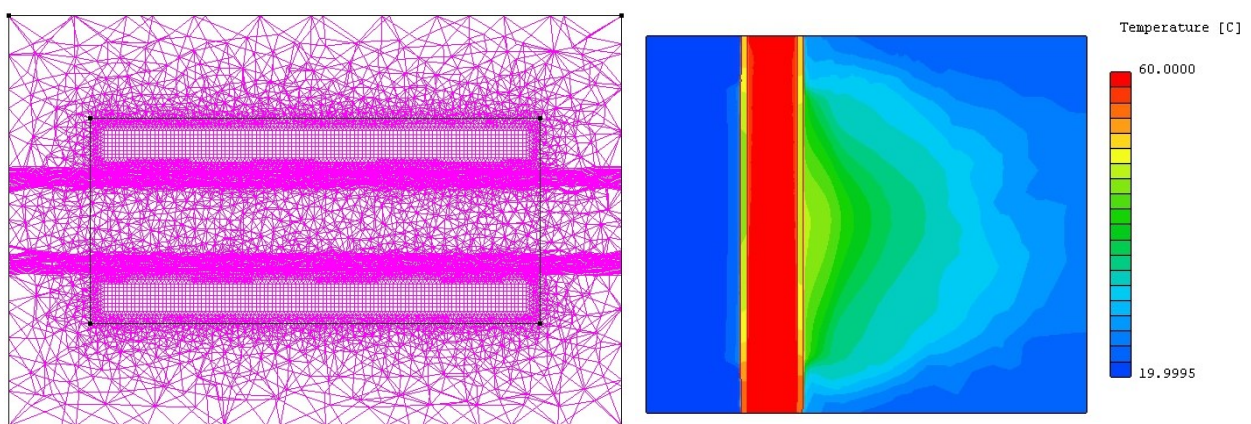
Az összehasonlíthatóság érdekében ebben a fejezetben az előzőekben bemutatott paraméterekkel vizsgált bordás cső numerikus szimulációval kapott eredményeit mutatom be. Az első ábra a valódi bordákkal modellezett eset hálóját és hőmérséklet-eloszlását mutatja, a cső szimmetria-tengelyében.



5.13. ábra. Valódi bordákként modellezett bordás cső

A 5.13. ábra bal oldalán látszik, hogy a fluidum-szerkezeti anyag határfelületek esetében felületi hálósűrítést alkalmaztam. Jelen esetben (a hálófüggetlenségi vizsgálattal) erre a viszonylag kicsi geometriára 9,8 milliós elemszámot kaptam. Ilyen méretű hőcserélő ipari alkalmazására nehéz példát hozni, csupán egy nagyobb hőcserélő részeként tudom elképzelni, de az összehasonlításhoz tökéletes. Pontosan ez fogja a módszer hátrányát jelenteni. Gondoljunk a 5.4. fejezetben bemutatott autóhűtőre, melynek teljes hőátadó felülete $17,94 \text{ m}^2$, vagyis közel 1710-szeres különbség van a felületek között, az alkalmazandó haló méretének 1,7 milliárdnak kellene lenni. Azonban nem szabad egy ilyen egyszerű arányosítással számolni, mivel az autóhűtő radiátor esetében sokkal vékonyabbak a bordák, mint ebben az esetben, így ez a szám még nagyobb lenne.

Az ábra jobb oldalán látható a hőmérséklet-eloszlás, szintén a középsíkban bemutatva. Látható, hogy a bordák környezetében fog a nagy hőátadás megtörténni, sőt az is látszik, hogy a csőtéri közeg letről felfelé áramlott, vagyis a belépés környezetében a hőmérséklet-különbség nagyobb volt (még ha minimális értékkel is). A kilépő oldalon vettem a felület-átlagolt hőmérséklet értékeket, melyek a levegőnél $23,08^\circ\text{C}$, a víznél pedig $57,8^\circ\text{C}$ voltak. Ezekből a vizsgált bordás cső hőteljesítménye $83,61 \text{ W}$ értéknek adódott. Ezeket az eredményeket választottam bázisnak a többi modellezési technikával kapott eredmények összehasonlításához.

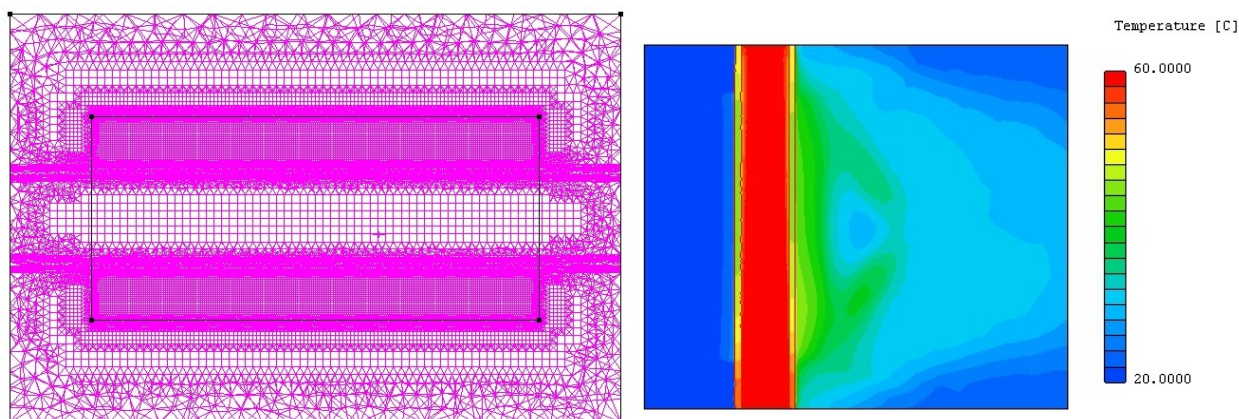


5.14. ábra. Porózus térfogatként modellezett bordás cső

A következő lépés a porózus modell alkalmazhatóságának vizsgálata volt. A csőterre és a csőre vonatkozóan nem változtattam a paramétereket (hogy valóban összehasonlíthassam a két eredményt), valamint a levegő-porózus térfogat közé ugyanazt a felületi hálósűrítést állítottam

be, mint az előző esetben, azonban jelen esetben sokkal kisebb a felület, ami miatt a levegőre vonatkozó elemszám is csökkenni fog.

A 5.14. ábra jobb oldala mutatja a hőmérséklet-eloszlást. Valamelyest érezhető porózus térfogat jelenléte. Az előzőhöz viszonyítva sokkal szimmetrikusabb eloszlást kaptunk. Az alkalmazott háló elemszáma 1,46 millió volt, a futási idő is sokkal gyorsabb (35 perc), viszont az eredmények viszonylag nagy eltéréseket mutattak. A kilépési hőmérsékletek $22,33^{\circ}\text{C}$ -ra és $58,18^{\circ}\text{C}$ -ra adódtak, a hőteljesítmény pedig $75,33\text{W}$ -ra. Ez közel 10%-os eltérést mutat a bázisként vett hőteljesítmény értékétől, ezért ebben az esetben is végeztem hálófüggetlenségi vizsgálatot, melynek eredményét a 5.15. ábra tartalmazza.

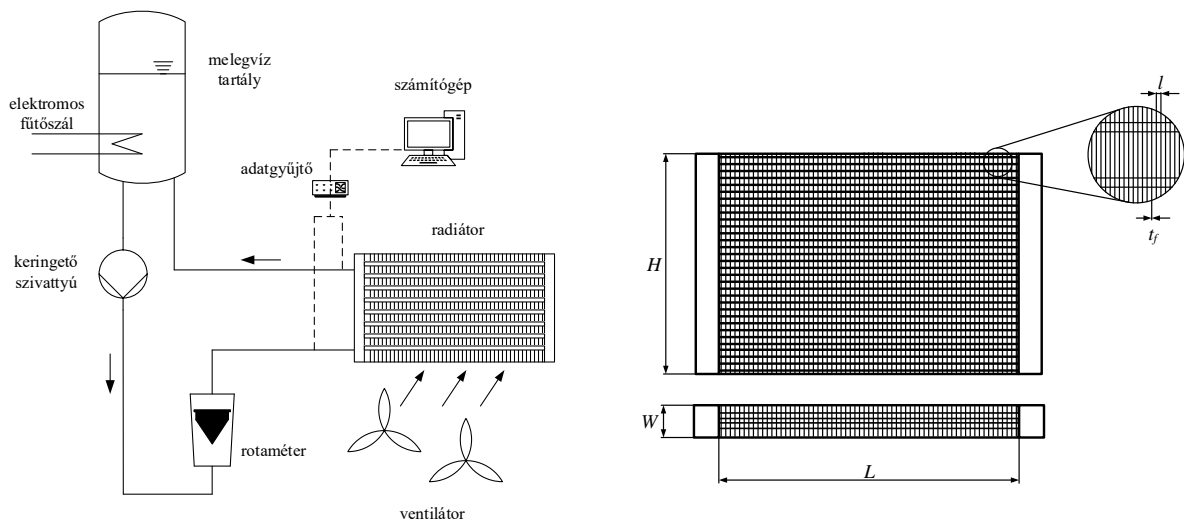


5.15. ábra. Porózus térfogatként modellezett bordás cső, hálósűritéssel

Ezekkel a beállításokkal az átlagolt hőmérsékletek $22,74^{\circ}\text{C}$ és $58,00^{\circ}\text{C}$ voltak, a hőteljesítmény pedig $82,78\text{W}$. Ez már mindössze 0,99%-os eltérés a valódi bordás eredményhez képest, viszont az alkalmazott háló 8,37 millió elemet tartalmazott, ami alig marad el a bázistól, és nem 162 iterációs lépés után érte el a konvergencia-feltételt, hanem 850 iterációs lépés után, ami a futási idő jelentős megnövekedését jelentette.

5.4 Autóhűtő radiátoron végzett vizsgálatok

A bordáscsöves hőcserélők másik nagy csoportját az angolul *louvered fin*-nek nevezett hőcserélők jelentik, amit magyarra a legjobban rácsos bordás hőcserélőknek lehetne fordítani. Ilyen hőcserélő típusokat találunk légkondicionáló rendszerekben, járművekben, illetve a mai modern számítógépek hűtőrendszerében is. Gépjárművek esetén ez a berendezés a motor túlmelegedését akadályozzák meg olyan módon, hogy a motorblokkba előkészített furatokban hűtőfolyadékot keringtetnek. Ez a folyadék a motorblokkban felmelegszik, energiát vonva el a motortól, majd átáramlik ezen a radiátoron, ahol entalpiájának nagy részét átadja a keresztül áramló levegőnek. Ilyen hűtőradiátorok esetén a folyadékoldalon nincs nagy szabályozhatósági lehetőség, viszont a levegőoldal gyakorlatilag önszabályozó: nagyobb haladási sebességnél a motor nagyobb fordulatszámon üzemel, több üzemanyagot éget, aminek hatására több hőenergia keletkezik, azonban a haladási sebességgel azonos értékű lesz a levegő áramlási sebessége, melynek hatására nagyobb konvektív hőátadási tényező alakul ki. Amennyiben ez nem volna elegendő, a radiátor elé egy ventilátor is be van építve, melynek bekapcsolásával a levegősebesség növelhető.



5.16. ábra. A mérési összeállítás (bal) és a radiátor fő méretei (jobb)

A vizsgálataimat ugyanazon a berendezésen végeztem el, mint amit az 5.2. fejezetben bemutattam, annyi különbséggel, hogy itt a berendezést nem a szélcsatornában helyeztem el, hanem két ventilátorral hoztam létre a levegőáramlást.

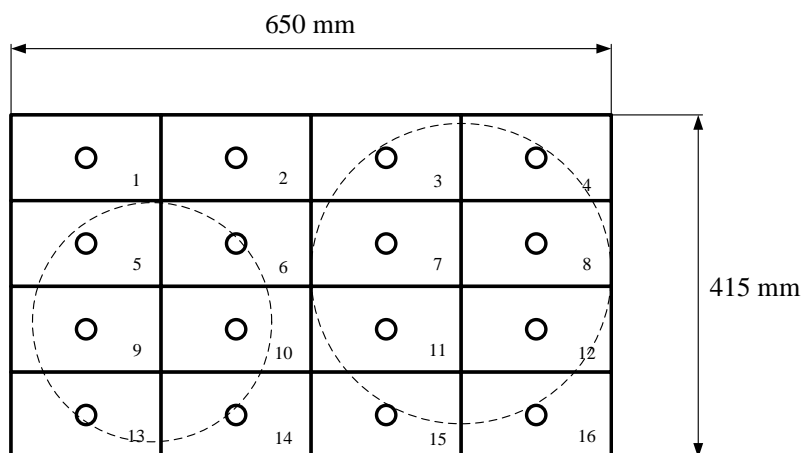
A berendezés csőoldalon kétjáratú volt, a felső 2x16 csövön áramlott be a folyadék, mely a mérések alkalmával víz volt, majd az alsó 2x16 csövön áramlott ki. A beömlő és kiömlő csomagtól volt kimunkálva, és roncsolás mentesen nem lehetett eltávolítani, így az áramlási viszonyokat hőkamera segítségével határoztuk meg. Ezekon a felvételeken egyértelműen látszódott, hogy a felső csöveken érkezik a folyadék, az ellentétes oldalon megfordul, majd az alsó csöveken ellentétes irányban haladva távozik a berendezésből. A berendezés legfontosabb paramétereit a következő táblázat tartalmazza.

5.9. táblázat. A vizsgált hőcserélő hőátadó felületei

Jellemző	Jele	Értéke
a radiátor hossza	L	650 mm
a radiátor magassága	H	415 mm
a radiátor szélessége	W	35 mm
a bordák vastagsága	t_f	0,1 mm
a csövek falvastagsága	t_t	0,25 mm
a bordák száma	n_f	650 db
a csövek száma	n_t	64 db
a csövek hossz tengelye	d_{hor}	12 mm
a csövek kistengelye	d_{ver}	2 mm
a csövek függőleges osztása	s_{hor}	10,6 mm
a csövek vízszintes osztása	s_{ver}	3 mm
a bordák osztása	l	0,9 mm

A levegőáramlást biztosító két ventilátor aszimmetrikusan volt a berendezés hátuljára rögzítve, melynek értelmében a ventilátorok átszívták a levegőt a bordák között. A hőteljesítmény számításához szükséges adat a levegő mennyisége, mely a sebességéből határozható meg. Ehhez

építettünk egy bevezető csatornát, melyet 16 egyenlő részre osztottunk, és kézi légsebességmérővel minden részterületnek megmértem a sebességét, közvetlenül a bordák előtt. A radiátor befoglaló méreteit, a ventilátorok helyzetét valamint a részterületek pozícióját a következő ábra tartalmazza.



5.17. ábra. A radiátor befoglaló méretei a légsebességmérés területeivel

A két ventilátor egyszerre és külön-külön is működtethető volt, frekvenciaváltó segítségével pedig a fordulatszámuk, így a szállított levegő sebessége is változtathatóvá vált. A mérések során két üzemállapotot vizsgáltam. Mindkét esetben mindkét ventilátort működtettem, a mért sebességeket pedig a 5.10. táblázat tartalmazza.

5.10. táblázat. Légsebesség mérése a bevezető csatornában

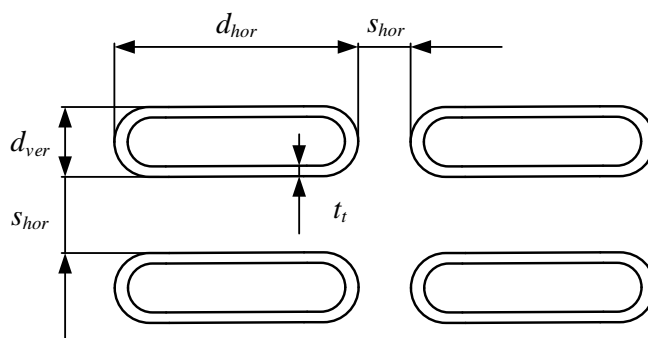
0,35	0,65	1,07	0,73	0,70	0,82	1,34	1,1
1,14	1,04	0,75	0,87	1,30	1,30	1,20	1,20
1,46	1,31	0,92	0,91	1,70	1,50	1,20	1,10
1,28	1,22	0,85	0,5	1,54	1,55	1,03	0,80

A táblázatokból egyértelműen látszik, hogy a legnagyobb sebességeket a ventilátorok külső átmérője közelében mértük, a tengelyekhez közel álló, valamint a kieső területek esetében a maximális sebesség fele volt tapasztalható. Nyilvánvaló, hogy a nagyobb sebességek nagyobb hőátadási tényezőt fognak indukálni, a kisebbek pedig kisebbet. Ez az eltérés azonban a folyamat komplexitása miatt nem vehető figyelembe, ezért a mért sebességek átlagát kell számolni. Ezek ebben az esetben 0,94 m/s és 1,21 m/s voltak.

5.11. táblázat. A vizsgált hőcserélő hőátadó felületei

Jellemző	Jele	Értéke
a csövek belső felülete	A_i	1,09 m ²
egy cső külső felülete bordák nélkül	A_{t0}	0,017 m ²
az összes külső felület bordák nélkül	A_o	1,09 m ²
a bordák felülete	A_f	16,96 m ²
a teljes hőátadó felület	A	17,94 m ²

A hűtővíz a csőoldalon áramlik, ellipszis keresztmetszetű csövekben, melyek szintén alumíniumból készültek. A berendezésben ezeket a csöveket 32 sorban, párosával helyezték el. A csőosztást a 5.18. ábra mutatja (5.9. táblázat értékeivel).



5.18. ábra. A radiátor csőosztása

A mérések során a vízoldalon négy különböző térfogatáramot vizsgáltunk, melyet a keringető szivattyú teljesítményének kézi változtatásával módosítottunk. Ezek a térfogatáramok 100 l/h, 200 l/h, 300 l/h és 400 l/h voltak. Az elliptikus áramlási keresztmetszet miatt az egyenértékű átmérőt a jól ismert

$$D_h = \frac{4 \cdot A_t}{K_t} \quad (5.19)$$

összefüggéssel határoztam meg, ahol A_t az elliptikus cső áramlási keresztmetszete, K_t pedig a nedvesített kerület értéke. Ez az áramlás jellemzéséhez szükséges Re-szám kiszámításához elengedhetetlen. A számítások azt mutatták, hogy mindegyik térfogatáram esetén a csövekben lamináris áramlás jön létre. A szakirodalmi adatok szerint ([47]) lamináris áramlás esetén a Nu-szám állandó 3,66 értéket képvisel, vagyis függetlenül a víz tömegáramától, a cső belső oldalán kialakuló hőátadási tényező egy állandó 1286 W/(m²K)-nek tekinthető.

A mérések során, a szélcsatorna kísérletekkel ellentétben itt a berendezést elhagyó levegő hőmérsékletét is mértem. Ezzel mind a levegőoldal, mind a vízoldal hőteljesítményére kaptam adatot, melyeket összehasonlítva sokkal pontosabb teljesítmény adható a berendezésre vonatkozóan. Levegős hőcserélők esetén nem szabad elfelejtenünk a levegő páratartalmáról sem. Nagy hibát véthetünk a számítások során, ha a hőtechnikai számításokban a tiszta, száraz levegő anyagtulajdonságait vesszük figyelembe. A mérések elvégzésekor éppen ezért nem csak a hőmérsékleteket, hanem a belépő levegő relatív páratartalmát is mértem. Természetesen a kilépési ponton a nagyobb hőmérsékletű levegő relatív páratartalma kisebb volt, de ennek a mérésére nem volt szükség, mivel az abszolút páratartalom nem változott. A hőmérséklet és relatív páratartalom adatokból a Mollier-diagram segítségével a teljes víztartalom meghatározhatóvá vált. A számítások egyszerűsítésének érdekében a hőmérséklet függvényében készítettem entalpia-hőmérséklet függvényeket. A méréseket 29°C hőmérséklet és 60%-os páratartalom, valamint 31,6°C hőmérséklet és 65% páratartalom mellett végeztem, melyekhez tartozó függvények rendre

$$h(T) = (1031,299 \cdot T + 35600,43) \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad (5.20)$$

és

$$h(T) = (1038,091 \cdot T + 47914,48) \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg}}, \quad (5.21)$$

ahol a T hőmérsékletet °C-ban kell behelyettesíteni.

A mérések eredményét első esetben ismét a VDI Heat Atlas-ban elérhető, bordás csövek hőátadási viszonyainak számítására általánosan alkalmazható összefüggések eredményeivel hasonlítottam össze. Ebben az esetben a csőoldali hőátadás tényezőt az állandó, lamináris esetben kialakuló Nu-számból számítottam vissza. Az eredményekből látható, hogy jelentősen korrigálnom kellett az eredményeket egy F -faktorhoz hasonló tényezővel, amit azonban nem tudtam összehangolni a Bevezetésben bemutatott módosító tényezőkkel.

A következő lépésben több tényezőt is módosítottam. Egyrészt a csőoldalon nem állandó Nu-számot feltételeztem, hanem a hidraulikus kialakulási hosszban belül alkalmazható, módosított Sieder-Tate összefüggést,

$$Nu_t = 1,86 \cdot \left(Re_t \cdot Pr_t \cdot \frac{D_h}{L} \right)^{1/3}, \quad (5.22)$$

másrészt a Wärmeatlas összefüggését elhagytam, csak a hőátadó felületekre vonatkozó arányt hagytam meg belőle, a tapasztalati összefüggéshez tartozó konstansokat pedig kerestem. Itt is a legkisebb négyzetek módszerét alkalmaztam. A táblázat második felében az általam meghatározott állandókkal végzett számítások eredménye látható, a mért adatokhoz való eltérésekkel együtt. A módosított összefüggés:

$$Nu_t = 0,817 \cdot Re_t^{0,6} \cdot \left(\frac{A}{A_{t0}} \right)^{-0,39} \cdot Pr_t^{1/3}. \quad (5.23)$$

	Mérés		Szakirodalom			Saját modell	
	$\dot{Q}_{mért}$ W	$k_{mért}$ $\frac{W}{m^2K}$	k_{ir} $\frac{W}{m^2K}$	k_{ir} W	F -	$k_{saját}$ $\frac{W}{m^2K}$	eltérés %
M1	2707,68	9,86	18,75	5928,30	0,46	11,32	12,8
M2	37766,23	9,87	18,81	7570,99	0,50	11,33	14,8
M3	4245,87	10,15	18,84	8288,75	0,51	11,34	11,7
M4	4789,65	11,16	18,885	8516,80	0,56	11,34	11,6
M5	2848,67	9,94	18,74	5653,99	0,50	11,28	13,5
M6	3702,62	10,32	18,79	7091,32	0,52	11,29	9,4
M7	4286,79	11,31	18,81	7506,04	0,57	11,30	-0,1
M8	4801,51	12,44	18,82	7645,84	0,63	11,29	-9,2
M11	2808,47	12,12	20,81	5073,93	0,55	13,10	8,1
M12	4075,95	13,90	20,86	6438,49	0,63	13,13	-5,6
M13	4642,20	13,13	20,91	7780,74	0,60	13,14	0,1
M14	5591,99	14,48	20,94	8511,35	0,66	13,13	-9,3
M15	2892,05	12,69	20,80	3923,78	0,74	13,14	3,6
M16	4157,06	13,91	20,85	5535,98	0,75	13,18	-5,3
M17	4995,20	14,08	20,89	6305,66	0,79	13,19	-6,3
M18	5616,34	15,53	20,92	6891,94	0,81	13,19	-15,1

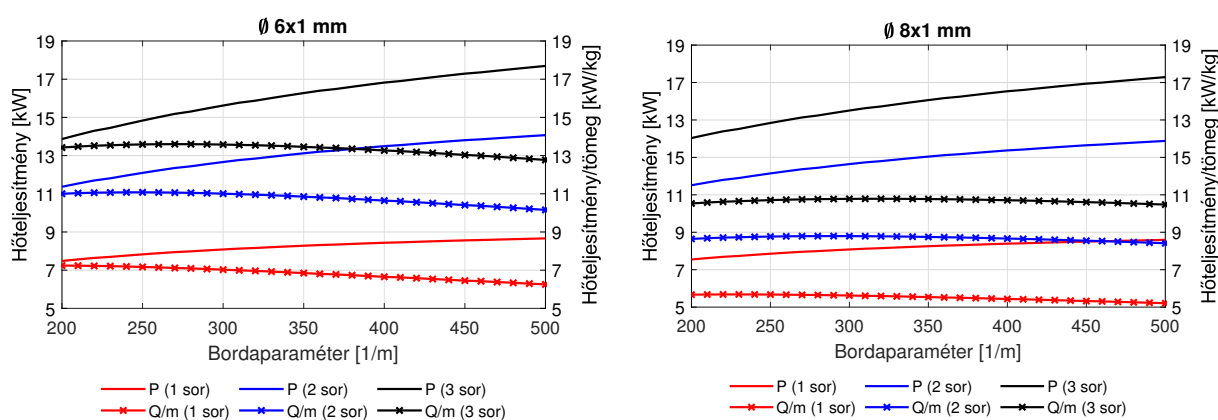
5.12. táblázat. A mérési eredmények összehasonlítása a számított eredményekkel, illetve az általam javasolt összefüggéssel

Az 5.12. táblázatban láthatóak a mérési eredmények összehasonlítása a szakirodalmi értékekkel, valamint az (5.23) összefüggéssel kapott eredményekkel. Látszik, hogy mindegyik mérés esetén az általam meghatározott összefüggéssel sokkal pontosabban meghatározhatóvá vált a rácsos

bordás hőcserélő hőteljesítménye. A gyakorlatban ez a hőcserélő típus rendelkezik a legkompaktabb kialakítással, így az összefüggés a legtöbb Nu-összefüggéshez képest a hőcserélő felületek arányával egészítődik ki.

5.5 Autóhűtők optimálhatósága

Az előző fejezetekben (cső a csőben és csőköteges típus) is bemutattam, hogy a szakirodalomban található összefüggések segítségével a berendezés optimalizálása matematikailag lehetséges. Bordáscsöves hőcserélők, azokon belül az autóhűtő radiátorok esetén is szintén végrehajtható ez a fajta teljesítménynövelő eljárás. Ahhoz, hogy a későbbiekben az összetett optimalizálási eljárásban a valóban megfelelő változókkal tudjak dolgozni, egy érzékenységi vizsgálatot végeztem el. Ehhez egy kereskedelmi forgalomban elérhető radiátort vettem alapul (melynek befoglaló méretei: $L=378$ mm, $H=378$ mm, $W=34$ mm, melyben 20 csősor található, soronként 2 csővel).

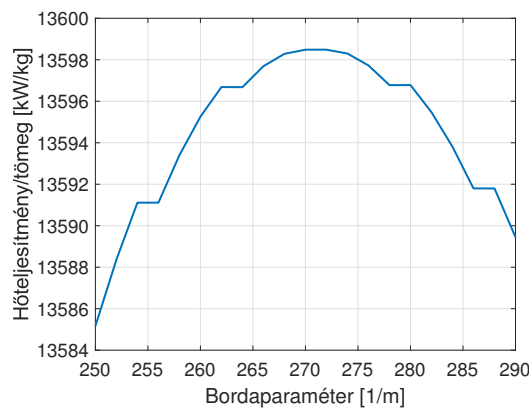


5.19. ábra. A bordák számának hatása a hőteljesítményre és a teljesítmény/tömeg arányra; bal: $\varnothing 6 \times 1$ mm cső, jobb: $\varnothing 8 \times 1$ mm cső

A 5.19. ábrán a bordaparaméter függvényében látható az elérhető teljesítmény (az 5.3-5.8. összefüggésekkel számítva), valamint a tömegegységre vonatkoztatott teljesítmény értéke. A bordaparaméteren az egységnyi hosszúságú csővön, egymástól egyenlő távolságra elhelyezhető bordák számát értem. Természetesen nyilvánvaló, hogy a több borda nagyobb hőátadó felületet fog jelenteni, viszont a sokkal kisebb távolságok miatt egyrészt a hőátadási viszonyok változni fognak (túláságosan nagy sebesség miatt nem lesz elegendő a folyamat kialakulásához szükséges idő), másrészt a berendezés tömege jelentősen meg fog növekedni. Ez egy benzinmotoros járműnél gyakorlatilag elhanyagolható tömegnövekedést jelent, azonban ha nézzük a műszaki tendenciákat, nemsokára megjelenhetnek az elektromos meghajtású repülőgépek, melyek akkumulátorblokkjait valamilyen hasonló módszerrel fogják hűteni. Az autókétől nagyobb cellákhoz nagyobb hűtők is kelleni fognak, és itt már jelentőséggel fog bírni a tömeg.

Mindkét esetben látható, hogy a több borda nagyobb hőteljesítményt fog indukálni, azonban a tömegegységre viszonyított görbék már maximum-ponttal rendelkeznek, ami azt jelenti, hogy az optimalizálási folyamat során paraméterként jelenhet meg.

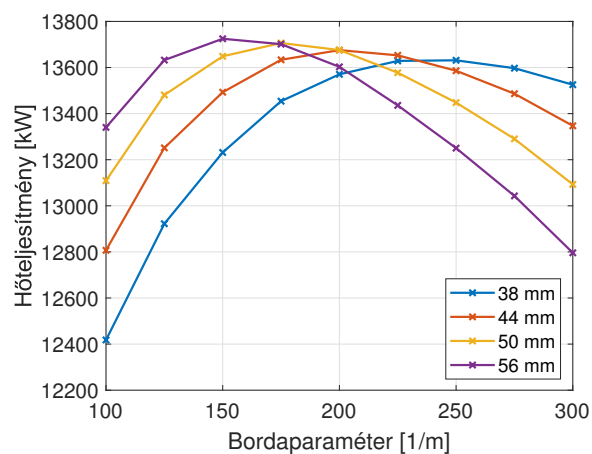
Mivel a görbéken alig látszik ez a maximum-pont, engedjék meg, hogy a $\varnothing 6 \times 1$ mm cső esetén, 3 sorra számítva kinagyítsam a görbe megfelelő részét. Ez a 5.20. ábrán látható. Itt is szeretném hangsúlyozni, hogy ezek az eredmények egy viszonylag kis méretű és teljesítményű esetre vonatkoznak, nagyobb méretek esetén hatványozott szerepük lesz.



5.20. ábra. A teljesítmény-tömeg arány maximum értéke

A görbéről az is egyértelműen látszik, hogy a szakirodalmi összefüggések figyelembe veszik a borda méretét a csőhöz képest. Ebből következik az, hogy ugyanakkora bordaméret esetén, az egymás mellett lévő 3 cső azért fog nagyobb hőteljesítményt okozni, mert a borda hőmérséklete nagyobb, a hőmérséklet-eloszlása pedig homogénebb lesz, ami miatt az átlagos hajtóerő is nagyobb lesz.

Éppen ezért a csőszám, csőméret és bordaparaméter mellett a bordák szélességének is nagy jelentősége van. Ehhez elvégezve egy hasonló érzékenység vizsgálatot a következő eredményeket kapjuk:



5.21. ábra. A borda szélesség hatása az optimumpontra

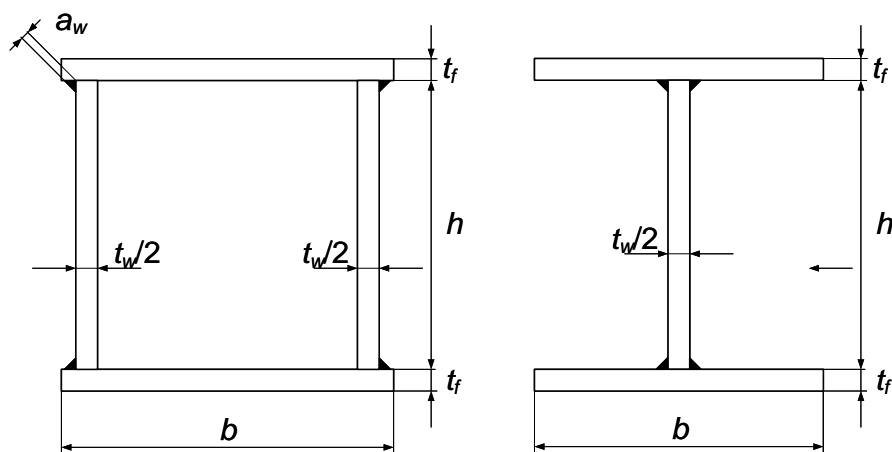
A 5.21. ábrán látható, hogy a bordák szélességének változtatásával minden vastagságnál találni fogunk egy globális maximumot, amelynek helye a szélesebb berendezéseknél a kisebb bordaparaméterek irányában, míg a keskenyebben esetében a nagyobb bordaparaméterek irányában lesz található.

6 | Acélszerkezet optimalása

A disszertációmban eddig bemutatott vizsgálatok a hőcserélő szerkezet belsejében kialakuló konvektív hőátadást mutatták be, a szilárdságtani problémákkal csak érintőlegesen foglalkoztak. Ahogy többször is írtam, ezeket a berendezéseket nagyon ritka esetekben használják önállóan, szinte minden esetben rendszer-szemléletben kell gondolkozunk. Ez azt jelenti, hogy egy adott acélszerkezeten több berendezés is helyet kap (természetesen itt már nem csak hőcserélők, hanem más berendezések is szóba kerülhetnek, például edények, szűrők, centrifugák, kompresszorok), vagyis az acélszerkezetet is úgy kell megterveznünk, hogy az adott terheléseket elviselje.

Önálló példa esetén is van jelentősége, gondoljunk például egy klímarendszer külső egységére. Már kisebb üzemek esetén is a számítógépszoba jelentős hűtést igényel, melyhez nagy teljesítményű hűtőberendezés és nagy felületű bordás hőcserélő tartozik. Ezeket általában vagy a szerverterem, vagy a vezérlőépület tetején szokták elhelyezni. Nagy tömegű berendezések esetén az épület szerkezetében kell nagy keresztmetszetű szelvényeket beépíteni. Ebbe a tömegbe a készülék teljes tömegét bele kell számítani, vagyis az acélszerkezet, a töltet, a szigetelés, a szerelvények és minden hozzá tartozó egyéb tartozék tömegét bele kell számítani [78].

Gyártástechnológiai és a csatlakozási pontok kialakításának szempontjából a legjobb választás az I- és szekrényszelvények lehetnek, melyek keresztmetszeti képét a szükséges geometriai méretekkkel a 6.1. ábra mutat.



6.1. ábra. Szekrény- és I-szelvény geometriai méretei

Az ábrán mindkét szelvényre vonatkozóan a hegesztett kivitel került bemutatásra, azonban kisebb keresztmetszetek esetén vannak hideg- és meleghengerréssel kialakított szelvények is. A hengerelt I-szelvények méreteit a DIN 1025 szabvány tartalmazza, mely szerint a szelvény magassága 80 és 600 mm között változik (ennek következtében nevezzük IPE80-nak és IPE600-nak). A szekrényszelvények hegesztési varrat nélküli alternatívája a négyszögszelvények (angolul squ-

are hollow section, SHS) lehetnek, melyek az EN 10219 szabványban találhatók meg. Ez alapján a méretek 20x20x2 és 400x400x16 között változnak (magasság x szélesség x falvastagság). A méretekből érezhető, hogy ezek a szelvények csak házi vagy kisipari felhasználásra alkalmazhatók, nagy ipari acélszerkezeteknél csak korlátozottan. Azonban hegesztett szelvények esetén bármekkora gerinc- és övlemezű tartót tudunk készíteni.

Szabványosított méretek esetén az optimalizálásról nem lehet érdemben beszélni, gyakorlatilag csak egy ellenőrzési eljárást fog jelenteni: megvizsgálom, hogy a választott keresztmetszetben adott terhelés hatására a megengedett feszültségnél nagyobb vagy kisebb feszültség alakul ki. Ha nagyobb, akkor növelnem kell a szelvény méretét és újraszámolni, ha kisebb, akkor pedig gyakorlatilag véget is ért az ellenőrzés. Hegesztett szelvények esetén azonban az optimalizálás értelmet nyer, mivel négy egymástól független geometriai méretet (a 6.1. ábra alapján) kell meghatározni. A későbbiekben bemutatom, hogy bár elsőre nem látszik, de ezek a méretek nem lesznek függetlenek egymástól. Kutatásaim során többféle terhelési esetet vizsgáltam, az iparban elérhető szerkezeti acélok vonatkozásában. A négy geometriai méret a következő volt:

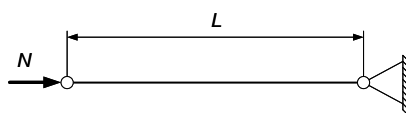
- a gerincelemez magassága (h),
- a gerincelemez vastagsága (t_w),
- az övelemez szélessége (b),
- az övlemez vastagsága (t_f).

A méretezési/optimalizációs eljárás során többféle acélminőséget többféle szabványi előírás alapján hasonlítottam össze. Minden esetben a célfüggvényem a keresztmetszet minimum volt, melyből következik a tömegminimum és költségminimum is. A felsoroltak mellett ezeket a minimális keresztmetszeteket az adott mechanikai modellben több szelvényhosszra és terhelésre is vizsgáltam. A nagy számú számítás miatt az optimalizáló eljárást automatizáltam, így egy gyakorló mérnök számára is alkalmazható eljárást hozva létre.

6.1 Nyomott rudak optimalizálása

6.1.1 Mechanikai modell

A vizsgálataimban a hangsúlyt a nyomott és hajlított-nyomott szelvényekre fektettem. Ilyen terhelésű rudak találhatók rácsos tartókban, keret- és hídszerkezetekben is. A hajlító igénybevétel egyszerűen fogalmazva tiszta üg, a szelvényben ébredő feszültség a hajlítónyomaték és keresztmetszeti tényező hányadosa, az egyik szélő szálban maximális húzó, a másikban maximális nyomófeszültség fog ébredni.



6.2. ábra. Nyomott rúd mechanikai modellje

Tönkremenetel esetén először rugalmas, majd képlékeny alakváltozást, majd a szelvény tönkremenetelét tapasztaljuk. Ezzel szemben egy nyomott szelvény tönkremenetele egy stabilitásvesztési probléma, mely a kritikus állapot elérése után, pillanatszerűen következik be. Ennek a matematikai modelljét Maquoi és Rondal vezette be [79]:

$$(1 - \chi) \left(\frac{1}{\lambda^2} - \chi \right) = \frac{\chi \cdot \eta_b}{\lambda^2}, \quad (6.1)$$

melyet tovább rendezve a következő összefüggést kapjuk:

$$\chi^2 - \left(1 + \frac{\eta_b}{\bar{\lambda}^2} + \frac{1}{\bar{\lambda}^2} \cdot \chi + \frac{1}{\bar{\lambda}^2}\right) = 0. \quad (6.2)$$

Az összefüggésben szereplő tagok magyarázatát szeretném a nevükön túl a jelentéstartalmuk kiszámítási módjával együtt bemutatni [80],[81].

Elsőként az alkalmazott acél anyagszerkezeti tulajdonságaira van szükségünk, ezek közül is a folyáshatár (f_y) és a rugalmassági modulusra (E). Ezek a jellemzők, hasonlóan az előző fejezetekben bemutatott közegek anyagtulajdonságaira, erőteljesen függenek a hőmérséklettől, még-hozzá csökkenő tendenciát mutatnak, melyet az optimalálási eljárás alatt figyelembe kell venni.

A nyomott rudak esetén, hasonlóan a nyomástartó edények külső nyomás terhelhetőségének vizsgálatánál (valamint a hőcserélő szerkezetek hőteljesítményéhez is), ellenőrző számítást végzünk adott geometria mellett, nem pedig klasszikus méretezési eljárást. Vagyis az ismert geometriához tudjuk számítani az inerciasugár értékét, ami az egyik legfontosabb paraméterünk lesz.

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (6.3)$$

Az összefüggésben szereplő I az inercianyomaték értéke m^4 dimenzióval, A pedig a keresztmetszet m^2 -ben. A stabilitásvesztés során nem tudhatjuk előre, hogy melyik tengely mentén fog a tönkremenetel végbemenni, ezért a számításokat célszerű párhuzamosan az x - és az y -tengelyre is elvégezni. (A számított szelvényekre vonatkozó inercianyomatékok számítása a C mellékletben található meg.) Az inerciasugár és szelvényhossz ismeretében számítható egy karcsúsági tényező.

$$\lambda = \frac{K \cdot L}{r} \quad (6.4)$$

Aryton és Perry [82] alapján meghatározható a nyomott rúd befogása függvényében a K tényező értéke, mely a vizsgált eseteim mindegyikében 0,7 volt. A határállapot számításához szükséges egy egyenértékű folyáshatár és feszültség számítása is:

$$F_E = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(K \cdot L)^2}, \quad (6.5)$$

$$\sigma_E = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2}, \quad (6.6)$$

valamint egy egyenértékű karcsúságra is szükségünk van, mely a

$$\frac{1}{\bar{\lambda}} = \frac{\sigma_E}{f_y} = \frac{\pi^2 \cdot E}{f_y \cdot \lambda^2} \quad (6.7)$$

összefüggéssel számítható. Ezen jellemzők számítása eddig minden előírásrendszerben közös. Ebben a pontban ágaznak el az előírások megoldásai [83], [84].

- Az Eurocode 3 [85] szerint a 6.2 egyenlet megoldása a következőképp néz ki:

$$\chi = \begin{cases} \frac{\phi - \sqrt{\phi^2 - \bar{\lambda}^2}}{\bar{\lambda}^2} = \frac{1}{\phi + \sqrt{\phi^2 - \bar{\lambda}^2}}, & \text{ha } \bar{\lambda} \geq 0,2 \\ 1, & \text{ha } \bar{\lambda} < 0,2. \end{cases} \quad (6.8)$$

Ez az előírásrendszer figyelembe veszi a szelvények gyártásából eredő maradó feszültségeket és külpontosság értékét is a számítási metódus során, mely a következő paraméterben jelenik meg:

$$\phi = 0,5 \cdot (1 + \eta_b + \bar{\lambda}^2) \quad (6.9)$$

és

$$\eta_b = \alpha \cdot (\bar{\lambda} - 0,2). \quad (6.10)$$

Ez utóbbi összefüggésben közvetett módon az α tényezővel a maradó feszültségek és kezdeti alakpontatlanságok hatását lehet figyelembe venni, méghozzá a következőképpen:

- * 0,21 melegen hengerelt szelvények esetén,
- * 0,34 hidegen hengerelt szelvények, hegesztett szekrényszelvényeknél és 40mm-nél kisebb gerincvastagságú I-szelvényeknél,
- * hegesztett I-szelvények, U-, L- és T-szelvények valamint rudak esetén, valamint
- * hegesztett I-szelvényeknél.

- A Japán Vasúti Egyesület (Japan Road Association, JRA [86]) által javasolt összefüggések:

$$\chi = \begin{cases} 1, & \text{ha } \bar{\lambda} \geq 1 \\ 1,109 - 0,545 \cdot \bar{\lambda}, & \text{ha } 0,2 \leq \bar{\lambda} \leq 1 \\ \frac{1}{0,773 + \bar{\lambda}^2}, & \text{ha } \bar{\lambda} < 0,2 \end{cases} \quad (6.11)$$

- Az Amerikai Olajipari Intézet (American Petroleum Institute, API [87]) a következő összefüggést javasolja:

$$\chi = \begin{cases} 1 - 0,25 \cdot \bar{\lambda}^2, & \text{ha } 0 \leq \bar{\lambda} \leq 1,41 \\ \frac{1}{\bar{\lambda}^2}, & \text{ha } \bar{\lambda} > 1,41. \end{cases} \quad (6.12)$$

- Az Amerikai Acélszerkezeti Társaság (American Institute of Steel Construction, AISC [88]) szerint pedig

$$\chi = \begin{cases} 1 - 0,091 \cdot \bar{\lambda} - 0,22 \cdot \bar{\lambda}^2, & \text{ha } 0 \leq \bar{\lambda} \leq 1,41 \\ 0,015 + \frac{0,834}{\bar{\lambda}^2}, & \text{ha } \bar{\lambda} > 1,41. \end{cases} \quad (6.13)$$

6.1.2 Az optimaláláshoz szükséges paraméterek

Mint minden optimalálási feladatnál, ebben az esetben is definiálni kell a célfüggvényt, a méretezési feltételeket, valamint a változókat.

Változók

Optimalálási feladat esetén minden esetben szükséges valamilyen kezdeti feltételt megadnunk, nem lehet általánosságban végezni ezeket az eljárásokat. Ebben az esetben ezek a kezdeti feltételek a terhelés, a szelvényhossz és az anyagminőség. Az eredmények ezen paraméterek mellett kerülnek bemutatásra. Ennek következtében négy változóra történik az optimalálás, ezek pedig a 6.1. ábrán látható geometriai méretek, a gerinclemez magassága (h) és vastagsága (t_w), valamint az övlemezek szélessége (b) és vastagsága (t_f) lesznek.

Célfüggvény

A célunk az anyagfelhasználás és költségek minimalizálása. Természetesen, ahogy azt már a 3. fejezetben, a cső a csőben hőcserélők optimalálásánál írtam, nem lehet minden költséget figyelembe venni, érdemes csak a legjellemzőbbeket. Ebben az esetben nem vettem figyelembe a szállítási költségeket, mert bármekkora méreteket is kell közúton szállítani, el kell az üzembe vinni, gyakorlatilag nem lesz közöttük különbség. Ugyanezen okból a hegesztési költségeket sem vettem figyelembe, mert a szelvényhossz kezdeti paraméter volt, ugyanakkora hosszúságú varratokat kell figyelembe venni minden esetben, nem ez fogja a különbségeket okozni. Ennek következtében az össztömeg marad, ez pedig a teherviselő keresztmetszettel lesz egyenesen arányos.

Méretezési feltételek

A korábban bemutatott összefüggések a χ tényező meghatározására szolgáltak, mely elengedhetetlen a nyomott rudak ellenőrzésére vonatkozólag, melynek összefüggése a következőképpen néz ki:

$$N \leq \frac{\chi \cdot A \cdot f_y}{\gamma_{M1}}, \quad (6.14)$$

ahol a γ_{M1} tényező a horpadásra vonatkozó biztonsági tényező, értéke 1,1. Ismét szeretném hangsúlyozni, hogy ezt a szelvény mindkét főtengelyére ki kell számítani, és a kisebb érték esetén is fenn kell állnia a feltételnek. Az optimalálási eljárás során ez az egyenlet szolgál az egyik feltétel-függvényként. További feltételként a lemezek méretére vonatkozó értékeket kell megadni. Ezek többsége nagyrészt a jó mérnöki gyakorlatból származó értékek. Ezek a vizsgált eseteimben a következőképpen alakultak:

- a gerinclemez magasságára vonatkozóan

$$15 \text{ mm} \leq h \leq 500 \text{ mm},$$

- a gerinclemez vastagságára vonatkozóan

$$5 \text{ mm} \leq t_w \leq 20 \text{ mm},$$

- az övlemez szélességére vonatkozóan

$$15 \text{ mm} \leq b \leq 500 \text{ mm},$$

- az övlemez vastagságára vonatkozóan

$$5 \text{ mm} \leq t_f \leq 20 \text{ mm},$$

- valamint a szerkezet befoglaló méretére vonatkozóan

$$h \geq b.$$

Az optimalálás elvégzéséhez azonban még ez sem elegendő, mivel vizsgálnunk kell a lemezek helyi horpadási feltételét is. Ez a jellemző azonban a szerkezeti acél folyáshatárának a függvénye:

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{235 \text{ MPa}}{f_y}}. \quad (6.15)$$

Látható, hogy ez a jellemző a legrosszabb acélminőség esetén egyenlő lesz 1-el, míg a nagyobb szilárdságú acélok esetén (690 MPa volt a legnagyobb érték, amit vizsgáltak), már csak 0,584 érték. Ez azért problémás a számítás során, mert az adott lemezek szélesség-vastagság arányát ehhez az ε -hoz kell viszonyítani. Vagyis az összefüggés szerint a nagyszilárdságú acélok hajlamosabbak a horpadásra, mint a kisebb szilárdságúak.

A teljesség igénye végett a számítások során használt határszámokat a következőkben mutatom be. Ezek azonosak voltak a különböző szabványi előírások során történt számításokkor.

- Az I-szelvény gerinclemezére vonatkozóan

$$\frac{h}{t_w} \leq 42 \cdot \varepsilon, \quad (6.16)$$

- az I-szelvény övlemezére vonatkozóan

$$\frac{b}{t_f} \leq 28 \cdot \varepsilon, \quad (6.17)$$

- a szekrényszelvény gerinclemezére vonatkozóan

$$\frac{h}{t_w} \leq 42 \cdot \varepsilon, \quad (6.18)$$

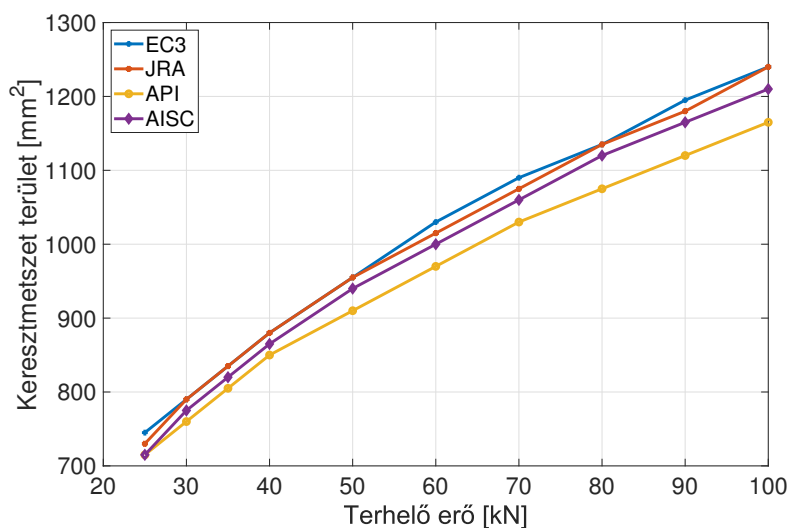
- az szekrényszelvény övlemezére vonatkozóan

$$\frac{b}{t_f} \leq 42 \cdot \varepsilon. \quad (6.19)$$

A számításokhoz az általánosított redukált gradiens módszerét alkalmaztam [81, 89, 90].

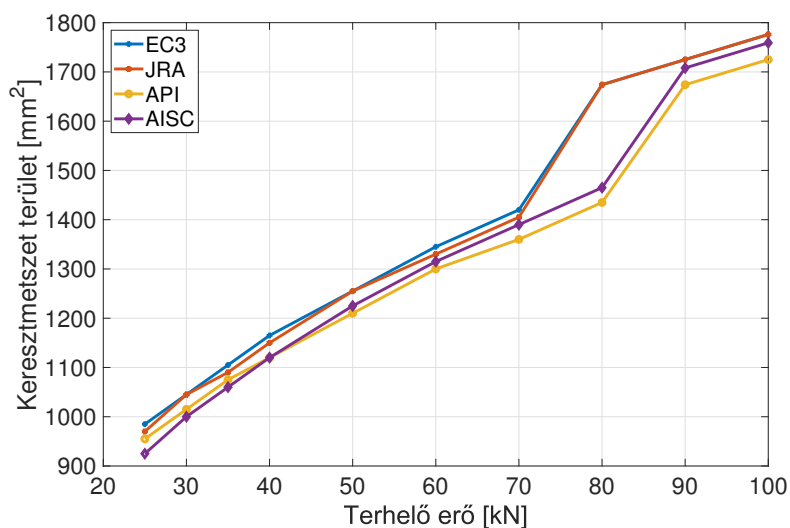
6.1.3 Nyomott I-szelvények optimalálása

Ebben az alfejezetben bemutatom az optimalálással kapott eredményeimet. Az összehasonlíthatóság kedvéért, valamint azért, hogy ne legyen túlságosan zsúfolt egy-egy diagram, csak egyetlen változó függvényében rajzoltattam ki az optimális keresztmetszeteket. Az első ilyen diagramon (6.3. ábra) egy 4 m hosszúságú, 60 MPa folyáshatárú I-szelvény optimális keresztmetszeteit ábrázoltam a terhelő erő függvényében. A diagramon látszik, hogy jelentős eltérés nincs a négy számítási módszerrel kapott eredmények között, de ahogy a terhelő erő növekszik, az eltérések is egyre nagyobbak. Amíg a legmegengedőbb elmélet az API, vagyis ezzel kapjuk a legkisebb minimálisan szükséges keresztmetszeteket, addig a legkonzervatívabb jelzõt már nem ennyire egyszerű egyikre sem rámondani. A diagramon látszik, hogy az EC3 és a JRA előírásaival, majd-hogynem felváltva kapjuk a legnagyobb keresztmetszeteket. Természetesen ez visszavezethető a nagyobb biztonsági tényezőkre.



6.3. ábra. Optimális keresztmetszet területek a nyomóerő függvényében, I-szelvényre (szelvényhossz 4 m, folyáshatár 460 MPa)

A JRA-t a vasúti hidak tervezésénél alkalmazzák, és nyilvánvaló okokból, az emberi élet védelme érdekében nagyobb biztonsági tényezővel dolgoznak. Az Eurocode alkalmazása pedig nem ennyire specifikált, általánosan alkalmazzák, egy nagyon jó alapot teremt a tervezőmérnök számára, de bizonyos esetekben (mint például hidak esetén) az adott szakterület ezeket az értékeket felülírhatja.

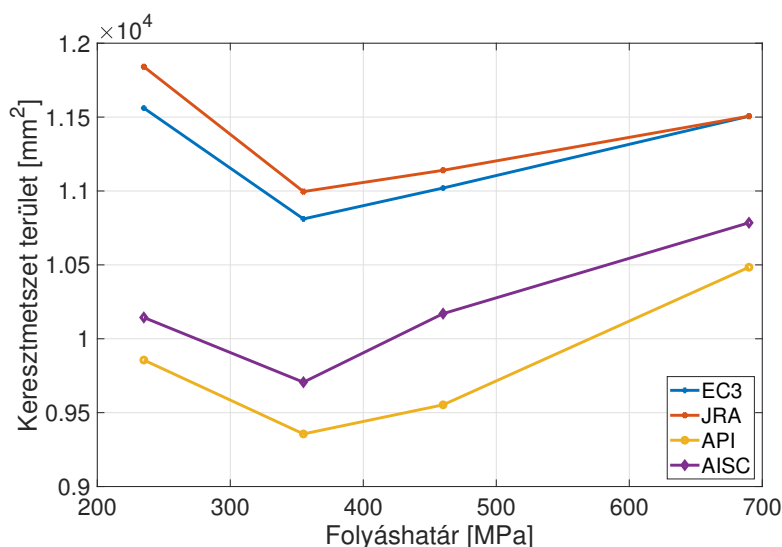


6.4. ábra. Optimális keresztmetszet területek a nyomóerő függvényében, I-szelvényre (szelvényhossz 6 m, folyáshatár 460 MPa)

A keresztmetszetek értéke mellett szeretném a geometria méreteket is bemutatni. Először a JRA és az API eredményeit 100 kN esetén. Az előbbihez $h = b = 85,1$ mm, és $t_w = t_f = 5$ mm, utóbbihoz $h = b = 80,59$ mm, és $t_w = t_f = 5$ mm tartoznak. Látszik az értékekből, hogy az algoritmus a falvastagságok esetén a minimumhoz konvergál, valamint a magasság-szélesség viszonyt is 1 értéken tartja.

A 6.4. ábrán az előzőhöz képest annyi változott, hogy a szelvényhosszt 4 m-ről 6 m-re növelték. A másfélszeresére növelt hosszúság hatására az optimális keresztmetszetek természetesen nem növekedtek a másfélszeresükre (éppen ezért az arányosítás szinte kivétel nélkül nem alkalmazható), de az arány sem volt állandó a terhelés függvényében. Átlagos értékekkel számolva, 25 kN terhelés esetén 1,25-szeresére, 50 kN terhelésnél 1,32-szeresére, míg 100 kN terhelés esetén már 1,45-szeresére növekedtek a keresztmetszetek. A diagramon 70 kN és 90 kN között található egy meredekebben növekvő tartomány. Ennek magyarázata az, hogy valamelyik feltételfüggvény határállapotát elértük, amely jelen esetben a helyi horpadás volt, mely hatására a szelvények lemezvastagságát jobban meg kellett növelni. Itt a nagyobb kihajló hossz miatt az y-irányú terhelés lesz a veszélyesebb, amiatt az övelem vastagságát növelni szükséges. Ez eredményezte ezeket az ugrásokat. Ezen a diagramon is megfigyelhető, hogy a JRA és az EC3 a legkonzervatívabb, míg az API a legmegengedőbb számítási módszer.

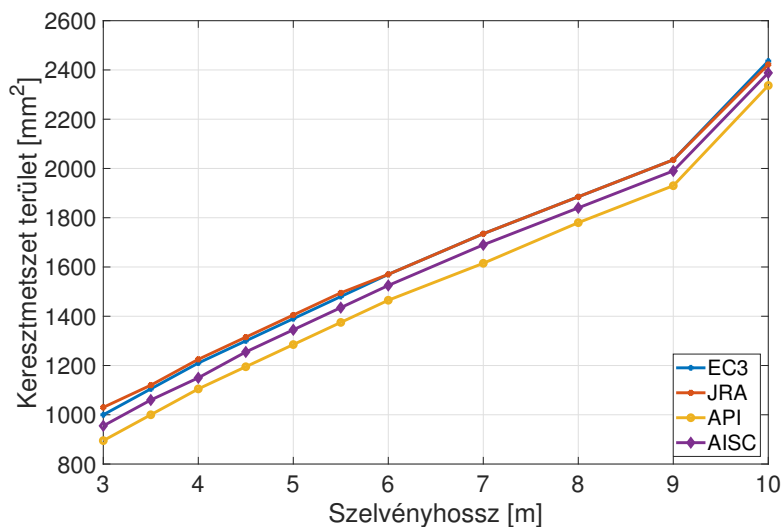
A 6.5. ábrán egy nagy nyomóerővel (1500 kN) megterhelt hosszú szelvény (10 m) optimális keresztmetszeteit szerettem volna bemutatni. Jelen esetben azért választottam ilyen nagy értékeket, hogy az acélminőségre vonatkozóan jól elkülönülő görbéket kapjak. Az ábrán az látható, hogy mind a négy bemutatott számítási eljárás esetén azt az eredményt kapjuk, hogy a 355 MPa folyáshatárral jellemzett acélokhoz tartozik a legkisebb keresztmetszet. Alapvetően egy nagyobb folyáshatárú acél mind a húzó-, mind a nyomóterhelésnek jobban ellenáll, ezért alkalmasabbak a nagyobb terhelések elviselésére. Ennek következtében az egységáruk is magasabb (akár ötvözéssel, akár termomechanikus eljárással érik el ezt a hatást). A diagramom azonban azt mutatja, hogy a nagyobb folyáshatárú acélokhoz nagyobb keresztmetszet tartozik, vagyis nem elegendő ebben az esetben sem egyféle szempont szerint gondolkodni. A nagyobb keresztmetszethez nagyobb tömeg, nagyobb falvastagságok, ezáltal nagyobb vágási és hegesztési költségek tartoznak, amik számunkra már veszteségek a 355-ös acélhoz képest. Ezek a kapott eredmények a helyi horpadási feltételnek a következményei (6.15). Ezen az ábrán látszik talán a legjobban, hogy a különböző elméletek mekkora keresztmetszetet igényelnek.



6.5. ábra. Optimális keresztmetszet területek a folyáshatár függvényében, I-szelvényre (szelvényhossz 10 m, nyomóerő 1500 kN)

A 6.6. ábrán a vízszintes tengelyen a szelvényhosszt ábrázoltam, miközben a terhelés értéke volt az állandó paraméter (ebben az esetben 850 kN). A 6.4. ábrához teljesen hasonló görbéket tartalmaz az ábra. Az optimális keresztmetszeteket tartalmazó görbék meredeksége folyamato-

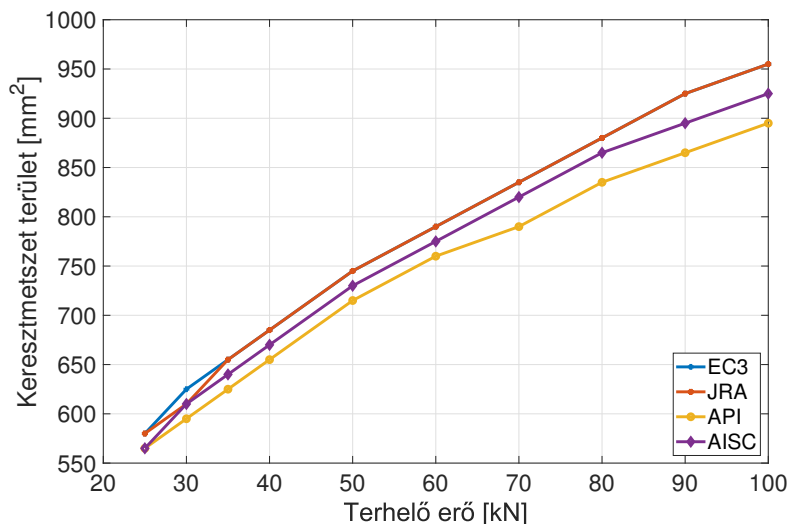
san csökken, aztán egy adott szelvényhossznál (jelen esetben 9 m-nél) az egyik feltételfüggvény hatására történik egy hirtelen ugrás. Ennél a diagramnál is látható az elméletek konzervatívumsa.



6.6. ábra. Optimális keresztmetszet területek a szelvényhossz függvényében, I-szelvényre (folyáshatár 235 MPa, nyomóerő 850 kN)

6.1.4 Nyomott szekrényszelvények optimalálása

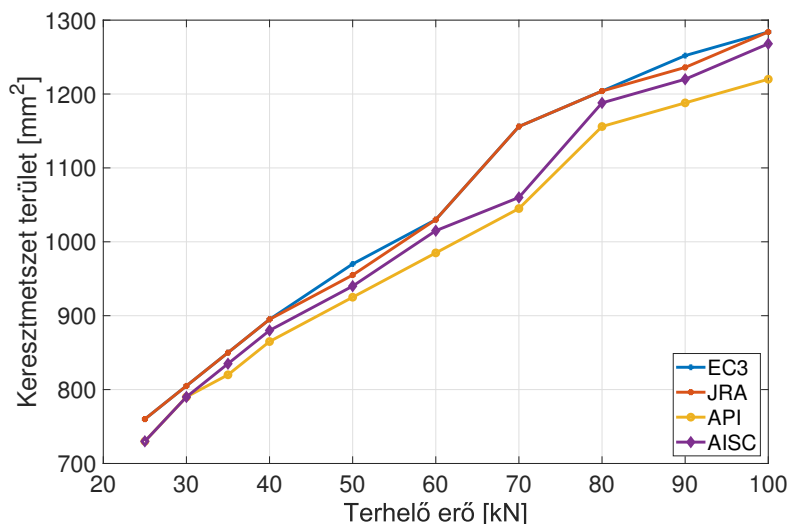
Ebben az alfejezetben az előzőhöz hasonlóan szeretném az eredményeket bemutatni. A 6.6. ábrán a 460 MPa folyáshatárú, 4 m hosszúságú nyomott szekrényszelvényre vonatkozó optimális keresztmetszetek láthatóak.



6.7. ábra. Optimális keresztmetszet területek a nyomóerő függvényében, szekrényszelvényre (szelvényhossz 4 m, folyáshatár 460 MPa)

A görbék nem tartalmaznak hirtelen meredekségváltozásokat, tehát a feltételfüggvények még nem aktívak. A 6.3. ábrán található értékekkel összehasonlítva a szekrényszelvényekre kisebb keresztmetszetek adódtak, mint az I-szelvényekre. Ez abból származik, hogy a szekrényszelvények

inercianyomatéka mindkét tengelyre nézve nagy, gyakorlatilag mindegy, hogy milyen pozícióban építjük be, valamint nincs szükség megvezetésekre sem. Számunkra az is jelentőséggel bír, hogy ugyanannyi hegesztési varratot tartalmaznak, mint az I-szelvények, mivel a gerinclemezek belső oldalának a hegesztése fizikailag nem kivitelezhető. Ez költség szempontjából előnyös tulajdonság, biztonság szempontjából viszont korlátokat jelenthet.



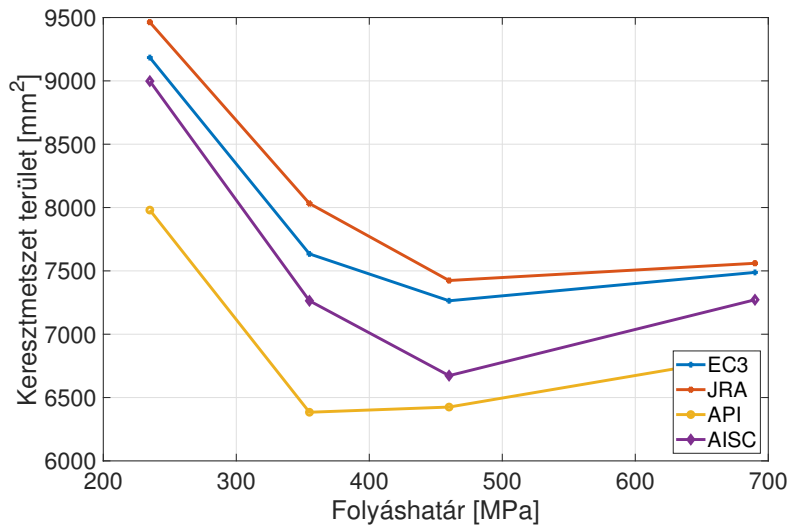
6.8. ábra. Optimális keresztmetszet területek a nyomóerő függvényében, szekrényszelvényre (szelvényhossz 6 m, folyáshatár 460 MPa)

A 6.8. ábrán látható diagram a hosszabb szelvényekre vonatkozik. Itt szintén látható, hogy a feltételfüggvény aktiválódik, és megjelentek az ugrások az optimális keresztmetszetekben. Viszont az I-szelvényekhez még így is 1,35-szörös keresztmetszetek tartoznak.

A 6.9. ábra a különböző acélminőségekhez tartozó optimális keresztmetszeteket tartalmazza adott szelvényhossz (10 m) és nyomóerő (1500 kN) mellett. Az I-szelvényekkel összehasonlítva (6.5. ábra) érdekes eredményeket láthatunk. Elsőként a különböző előírásokhoz tartozó keresztmetszetek nem különülnek el egymástól annyira, mint I-szelvények esetén. A sorrend nem változott (JRA-EC3-AISC-API, legnagyobbtól a legkisebb felé), de nem válnak annyira szét, mint az előzőleg bemutatott esetben.

Az értékekre vonatkozóan a szekrényszelvényhez tartozó legnagyobb érték (JRA, 235 MPa) haladja meg csupán az I-szelvényhez tartozó legkisebb értéket (API, 355 MPa). Ebből kifolyólag kijelenthető, hogy extrém esetekben a szekrényszelvény alkalmazása kifizetődőbb.

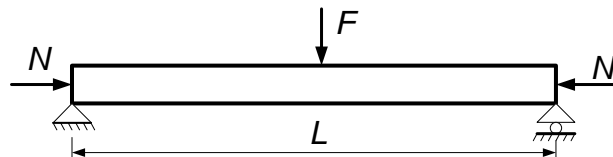
A másik érdekesség pedig a globális minimumokra vonatkozik. Míg I-szelvények esetén minden esetben a 355 MPa folyáshatárú acélhoz tartozott a minimális keresztmetszet, addig a szekrényszelvények esetén ez az állítás már csak az API-ra érvényes. A többi esetben már a 460 MPa folyáshatárú acélok lesznek optimálisak, valamint az is látható, hogy a 690-es lesz a második legjobb. Ez az eredmény a tervezők számára fontos támpontot adhat. Annak függvényében, hogy a gyártás (csarnok, üzem) helyszínén van-e rendelkezésre álló alapanyag vagy sem, a tervezőmérnök dönthet egyik vagy másik alkalmazása mellett. Amennyiben nulláról kell építkezni, és a tervek alapján történik a beszállítás, akkor a szekrényszelvény alkalmazását javasolnám a nagyobb folyáshatárú acélból, mert jelentősen kisebb keresztmetszetekkel megoldható a feladat. Viszont ha van megmaradt kisebb folyáshatárú acél, akkor pedig az I-szelvényt javasolnám gazdasági és gyárthatósági okokból.



6.9. ábra. Optimális keresztmetszet területek a folyáshatár függvényében, szekrényszelvényre (szelvényhossz 10 m, nyomóerő 1500 kN)

6.2 Nyomott és hajlított rudak optimalálása

Az előző fejezetben csak és kizárólag a koncentrikus nyomóerővel terhelt szelvények optimalizálhatóságát, és az ezekkel kapott eredményeket mutattam be. Ebben a fejezetben a nyomóerő mellett hajlítónyomatékkal terhelt gerendák optimalizálási lehetőségeit taglalom. A 6.10. ábrán látható a gerenda mechanikai modellje [91].



6.10. ábra. Az alkalmazott mechanikai modell

Az ábrán és az összefüggésekben N -nel a nyomóerőt, F -fel pedig a terhelőerőt jelöltem, a szelvény hosszúságát pedig L -lel. A számítások során ebben az esetben is figyelembe vettem az x - és y -irányban ható erőket. A terhelőerő esetében ez egy γ tényezővel történt, mely az y -irányú terhelés szorzótényezője ($\gamma=0$ esetén tisztán x irányú a terhelés, $\gamma=1$ esetén pedig a terhelés 45° -ban hat). Ezeknél az összehasonlításoknál már csak az Eurocode összefüggéseit mutatom be.

Az alkalmazott mechanikai modell esetén a hajlítónyomaték a következő összefüggéssel határozható meg:

$$M_x = \frac{F \cdot L}{4} \quad (6.20)$$

és

$$M_y = \gamma \cdot M_x. \quad (6.21)$$

Az összetett terheléshez tartozó összefüggés pedig a

$$\frac{N}{\chi_{min} \cdot A \cdot f_{y1}} + \frac{k_x \cdot M_x}{W_x \cdot f_{y1}} + \frac{k_y \cdot M_y}{W_y \cdot f_{y1}} \leq 1 \quad (6.22)$$

összefüggéssel írható le, ahol

- f_{y1} a biztonsági tényezővel korrigált folyáshatár,
- k_x és k_y az x- és y-irányú fajlagos kihajlások,

$$k_x = \min \left\{ 1 - \frac{\mu_x \cdot N}{\chi_x \cdot A \cdot f_y}; 1,5 \right\} \quad (6.23)$$

$$k_y = \min \left\{ 1 - \frac{\mu_y \cdot N}{\chi_y \cdot A \cdot f_y}; 1,5 \right\} \quad (6.24)$$

- μ_x és μ_y hajlítási tényezők,

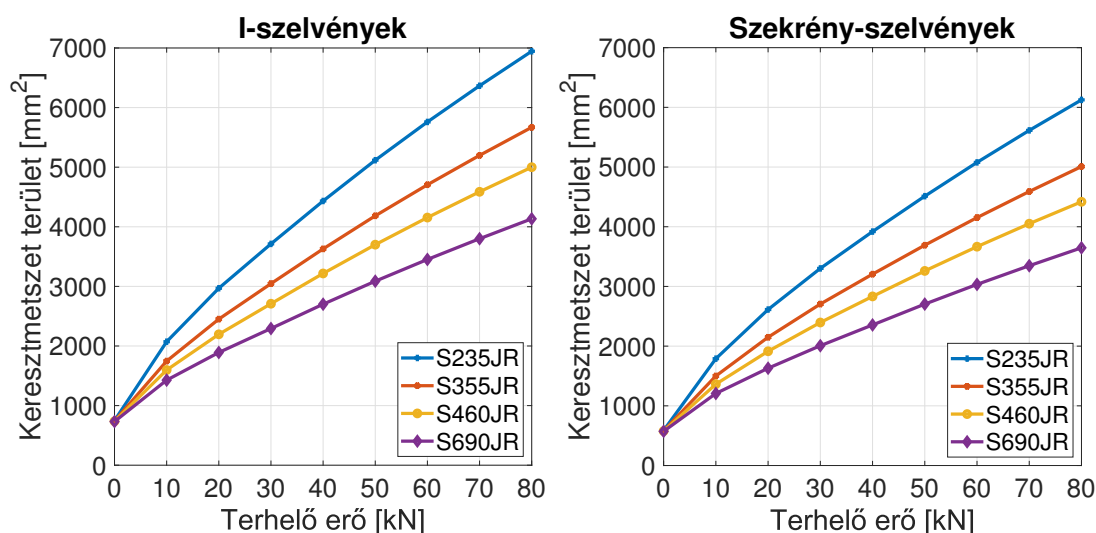
$$\mu_x = \min \{ \bar{\lambda}_x (2\beta_{M_x} - 4); 0,90 \} \quad (6.25)$$

$$\mu_y = \min \{ \bar{\lambda}_y (2\beta_{M_y} - 4); 0,90 \} \quad (6.26)$$

- β_{M_x} és β_{M_y} tényezők, melyek értéke 1,4.

Az előző fejezetben bemutatott optimalálási eljáráshoz képest csak a terhelésre vonatkozó feltétfüggvény változott meg, ebben a nyomott hajlított esetben a 6.22. összefüggést kellett alkalmazni.

Jelen esetben az I- és szekrényszelvényekre vonatkozó optimális keresztmetszeteket egymás mellett mutatom be. Az első ilyen összehasonlítás alkalmával a különböző szilárdságú acélokat az F terhelőerő függvényében ábrázoltam, változatlan nyomóerő (25 kN), irányítványzó (0,3) és szelvényhossz (4 m) mellett.

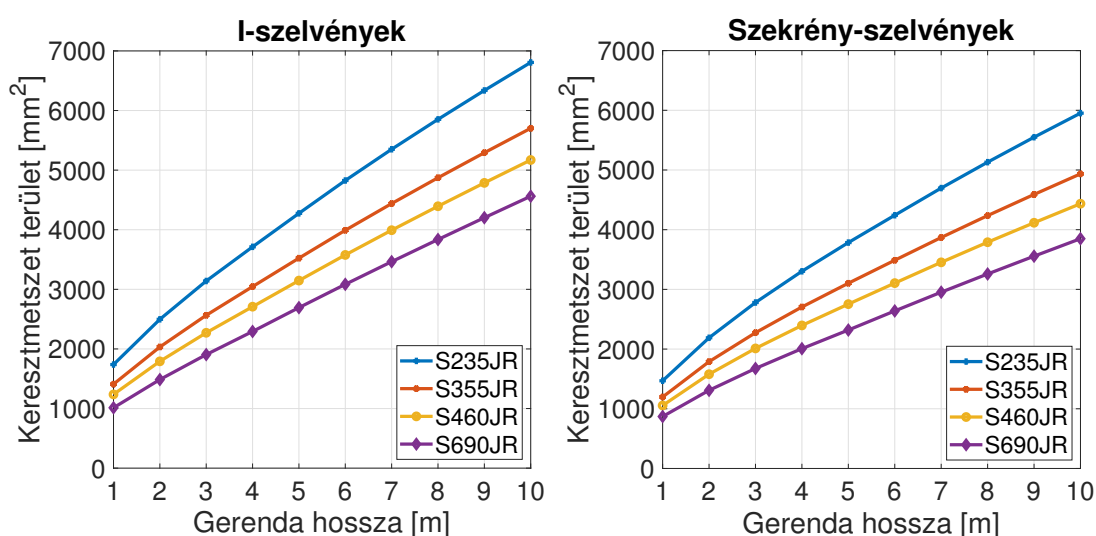


6.11. ábra. Optimális keresztmetszet területek a koncentrált erő függvényében, I- és szekrényszelvényre, EC3 szerint (nyomóerő 25 kN, irányítványzó 0,3, szelvényhossz 4 m)

A 6.11. ábrán látható, hogy amennyiben a nyomóterhelés mellett megjelenik a hajlás is, akkor már a várt elgondolásnak megfelelően a nagyobb szilárdságú acélokhöz kisebb keresztmetszet terület fog társulni. A másik említésre érdemes jellemző pedig a keresztmetszet terület különbség

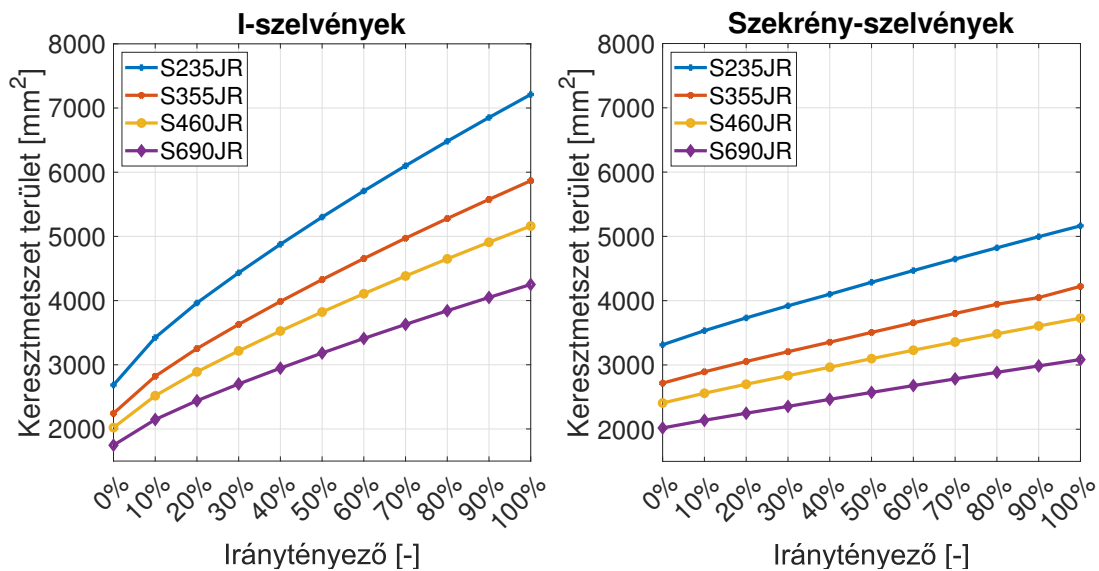
az I- és szekrényszelvény között, amely kisebb arányú az előzőekben bemutatottakhoz képest. Ennek magyarázata az, hogy míg az előző fejezetben a 100%-os kihasználtság a kisebb inercia-nyomatékú tengelyre vonatkozott, addig a hajlítónyomaték megjelenésével már ez fogja a jelentősebb terhelést képviselni. Példaként hadd hozzam az I-szelvényt, melyet 60 kN terhel. Ekkor az optimális keresztmetszet értéke $5758,67 \text{ mm}^2$, mely $248 \times 5,9 \text{ mm}$ gerinclemezből és $248 \times 8,86 \text{ mm}$ övelmezből építhető fel. Ekkor a nyomásból 2,3%, az x-irányú hajlításból 50,8%, míg y-irányú hajlításból 46,9% terhelés-komponens származik.

Érdekes még a keresztmetszet területek növekedésének értékét bemutatni. I-szelvények esetén ezek a legkisebb szilárdságú acéltól a legnagyobb felé haladva rendre 827%, 665%, 578% és 465%, míg szekrényszelvények esetén 941%, 762%, 665% és 536%. Ez azt jelenti, hogy szekrényszelvények esetén fajlagosan nagyobb növekedés tapasztalható, mint I-szelvények esetén.



6.12. ábra. Optimális keresztmetszet területek a szelvényhossz függvényében, I- és szekrényszelvényre, EC3 szerint (nyomóerő 25 kN, koncentrált erő 30 kN, iránytényező 0,3)

A 6.12. ábrán a szelvényhossz függvényében vannak az optimális keresztmetszet területek ábrázolva, állandó nyomóerő (25kN), terhelőerő (30kN) és iránytényező (0,3) mellett. A görbék alakja nagyon hasonlít az előző ábrára, szinte még az értékek is megegyeznek ezekkel a beállított értékekkel. Ebben az esetben a keresztmetszet területek növekedése az 1 m hosszúságú szelvényhez képest az I-szelvényekre 291%, 304%, 317% és 350%, szekrényszelvényeknél pedig 305%, 312%, 320% és 342%. Ugyanaz tapasztalható, mint a terhelőerő változtatása esetén, vagyis a szekrényszelvények fajlagos terület-növekedése nagyobb, mint az ugyanehhez az esethez tartozó I-szelvényeké, azonban a nagyobb szilárdságú acélokhoz nagyobb növekedés társul. Ennek oka az, hogy a hosszabb szelvények nyomásból származó terhelés-komponense nagyobb értéket képvisel, ezáltal a helyi horpadás nagyobb problémát fog okozni.



6.13. ábra. Optimális keresztmetszet területek az iránytényező függvényében, I- és szekrény-szelvényre, EC3 szerint (nyomóerő 25 kN, koncentrált erő 30 kN, szelvényhossz 4 m)

A 6.13. táblázat a harmadik paraméter, az iránytényező függvényében ábrázolja az optimális keresztmetszet területek értékeit. Ezek a diagramok alapvetően különböznek az eddigiektől. Egyrésztől látszik, hogy jelentős különbségek vannak a két szelvénytípus között, másrésztől a terheléseloszlástól függően más a görbék alakja is. I-szelvények esetén a fajlagos keresztmetszet növekedések 168%, 161%, 155% és 143%, melyek meredeksége folyamatosan csökken, szekrény-szelvények esetén pedig 56%, 55%, 53% és 53%, és gyakorlatilag lineárisak.

További érdekesség, hogy tisztán x-irányú hajlítás esetén az I-szelvényekhez kisebb keresztmetszetek szükségesek.

Új tudományos eredmények

T1. Cső a csőben hőcserélők tekintetében megalkottam egy optimalizációs célfüggvényt, mely a berendezések két legfontosabb költségét, az anyagköltséget és az üzemeltetési költséget tartalmazza. Az optimalizációs célfüggvény mellett megalkottam azokat a méretezési feltételeket, melyek mellett a berendezés biztonságosan üzemeltethető. Kimutattam, hogy ezeket a matematikai összefüggéseket felhasználva, általánosan alkalmazható matematikai szoftverek segítségével az optimalizációs feladat elvégezhető.

A tézishez tartozó publikációk: (8) (9)

T2. Csőköteges hőcserélők esetében szimulációs technikát alkalmazva bemutattam, hogy a köpenytérben lévő terelőlemezek minden esetben növelik a köpenyoldalon kialakuló hőátadási tényező értékét a terelőlemez nélküli esethez képest. Ezeket a kapott eredményeket a szakirodalmi adatokkal összehasonlítva, nagyságrendileg pontos eredmények érhetőek el, továbbá kimutattam, hogy többcélűfüggvényes optimalizálás esetén a hőtechnikai optimum pont nem esik egybe a költség optimumával.

Az optimalizálás elvégzéséhez szükséges adat az adott köpenytérben elhelyezhető csövek száma, melyre matematikailag pontos eljárás fejlesztettem ki, mivel a csőszám jelentős hatást gyakorol mind a célfüggvényre, mind pedig a feltételfüggvényekre.

A tézishez tartozó publikációk: (2) (10) (16) (17).

T3. Bordáscsöves hőcserélők hőátadási viszonyait mérésrel is szimulációval vizsgálva bemutattam, hogy a szakirodalomban található összefüggések alkalmazásával a berendezés hőteljesítményére vonatkozólag nagy eltéréseket tapasztalunk. A mérési eredményekből kvázi-egyen és kvázi-ellenáram esetére a következő összefüggést javaslom,

$$Nu = 29,59 \cdot Re_F^{0,2371} \cdot Pr^{1/3},$$

míg teljes keresztáramú kapcsolásra a

$$Nu = 55,40 \cdot Re_F^{0,1897} \cdot Pr^{1/3}$$

összefüggést. Ezáltal a hőcserélő tervezése és optimalizálása során a valósághoz sokkal közelebb álló eredmény határozható meg.

A tézishez tartozó publikációk: (1) (4) (6) (7).

T3.1. Bordáscsöves hőcserélők hőteljesítményének számításánál, hajtúcsöves esetben alkalmazható a klasszikus, logaritmusos hőmérséklet-különbség elmélete, egyenes szakaszok esetén viszont javaslom az átlagos hőmérséklet-különbséggel történő számítási eljárást.

T3.2. A bordáscsöves hőcserélők egyszerűsített vizsgálatára irányuló elemzéseim azt mutatták, hogy már a négyszög alakú bordák esetében sem élhetünk az egyszerűsítés adta lehetőségekkel, ilyen hőcserélők számításánál mérési kísérletekkel kell a hőátadási tényezőt meghatározni.

- T4. Csőoldalon kétjratú rácsos bordás hőcserélőn végzett mérések eredményéből kimutattam, hogy a bordácsöves hőcserélőkre általánosan elérhető tapasztalati összefüggések nem alkalmazhatóak. Több üzemállapotban végzett mérés eredményeképpen, az ilyen típusú autóhűtő radiátorok hőtechnikai számításához a

$$\text{Nu}_l = 0,817 \cdot \text{Re}_l^{0,6} \cdot \left(\frac{A}{A_{t0}} \right)^{-0,39} \cdot \text{Pr}_l^{1/3}$$

Nu-szám összefüggést határoztam meg. Ezáltal a rácsos bordás hőcserélők tervezése sokkal pontosabban történhet.

A tézishez tartozó publikációk: (3) (5).

- T4.1. Bemutattam, hogy a hőtechnikai számításoknál nem szabad elhanyagolni a hűtőlevegő nedvességtartalmának hatását, melyet a Mollier-diagram alkalmazásával lehet megtenni, továbbá a mérési eredményekkel bizonyítottam, hogy a csőtérben kialakult lamináris áramlás esetén sem feltételezhetjük a Nu-szám értékét konstansnak, az áramlási sebesség változásával a belső oldalon lévő hőátadási tényező is változik.
- T4.2. Rácsos bordás hőcserélők esetén bemutattam, hogy a bordák számának növelésével a berendezés hőteljesítménye is nő, azonban a tömegegységre vonatkoztatott hőteljesítmény görbe maximumponttal rendelkezik, ami biztosítja a berendezés optimálhatóságát. A bordák vastagságának is jelentős hatása van erre a maximumpontra, a nagyobb szélességű bordák a kisebb bordaszámok felé tolják, de növelik a maximum értékét, míg a kisebb bordák a nagyobb bordák felé mozgatják, de az értéke ezek esetén kisebb érték lesz.
- T5. A hőcserélő szerkezetek alátámasztására is alkalmas acélszerkezetek optimálásával kapcsolatban bemutattam, hogy amennyiben az oszlopot csak rúdirányú nyomóerő terheli, sokkal célszerűbb a szekrényszelvény keresztmetszet alkalmazása, mint az I-szelvényé, sokkal kisebb keresztmetszeteket fog igényelni. Bemutattam továbbá azt is, hogy a helyi horpadási feltétel miatt I-szelvények esetén a 355 MPa folyáshatárhoz tartoznak a legkisebb keresztmetszetek, míg szekrényszelvények esetén az API eredményeit leszámítva a 460 MPa folyáshatárú acélhoz.
- A tézishez tartozó publikációk: (11) (12) (13) (14) (15).

- T5.1. Bemutattam, hogy amennyiben a rúdirányú nyomóterhelés hajlítónyomatékkal egészül ki, minél nagyobb arányú ez a nyomaték a gerinclemez tengelyére merőlegesen, annál jobban a szekrényszelvény alkalmazása javasolt. Amennyiben viszont biztosítani tudjuk, hogy ez a terhelés a gerinclemez síkjában hasson, akkor viszont az I-szelvény alkalmazása javasolt. Hajlított-nyomott rudak esetén egyértelműen bebizonyítottam, hogy a nagyobb folyáshatárú acélok alkalmazása javasolt, nagyobb szilárdsági jellemzőkhöz kisebb teherviselő keresztmetszet társul.

Összefoglalás

Disszertációmban a hőcserélő berendezések és a hozzájuk szorosan kötődő szerkezeti elemek optimalizációs lehetőségeivel foglalkozom. A hőcserélő berendezések és hőcserélő rendszerek optimalizálhatósága már rég kutatott terület, azonban a feladat komplikáltsága miatt nem lehet minden tényezőt figyelembe venni, ezért a kutatások is egy tényező figyelembe vételére korlátozódtak. A kutatásaim során mindig több tényezővel foglalkoztam, és igyekeztem bebizonyítani, hogy az optimalizációt célszerű, és ami még fontosabb, lehetséges elvégezni. A választott kutatási területem ipari szempontból is lényeges, mert a kutatási szakaszomban kezdődtek a Borsod-Abaúj-Zemplén megyében található három nagy vegyipari üzem, a MOL-Petrolkémia, a Wanhua-BorsodChem és az SVIP Sajóbábonyi Vegyipari Park Nonprofit Kft. nagy értékű beruházásai.

A Miskolci Egyetem Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézetben, valamint egyik elődjében, a Vegyipari Gépek Tanszékén mindig is a fő kutatási területek közé tartozott a hőátadási folyamatok vizsgálata, a szilárdságtani számítások, valamint az optimalizációs lehetőségek vizsgálata is. A számítástechnikai háttér fejlődésével lehetségessé vált az áramlási és hőátadási folyamatok virtuális vizsgálata is, valamint az optimalizációs algoritmusok gyors és biztos alkalmazása is. Ezen területeket témavezetőim honosították meg a tanszéken, az ő munkájukat szerettem volna a PhD kutatásaim során folytatni.

Ahogy az összefoglalóm elején is írtam, egy egyszerűbb hőcserélő szerkezetnél is rengeteg geometriai méretet, technológiai paramétert vehetünk figyelembe, melyek mind-mind hatással lesznek a hőátadási folyamatokra, a készülékben kialakuló nyomásveszteségre, a készülék tömegére, az összeszerelési és gyártási költségekre. Az egyik jellemző pozitív hatást gyakorol az egyik folyamatra, negatívát a másakra, míg egy másik figyelembe vett tényező pont fordítva hat. Éppen ezen okból világosan meg kell fogalmazni, hogy számunkra mi lesz a fő cél, elegendő-e egyetlen cél meghatározása, vagy több-célfüggvényes optimalizációt kell alkalmaznunk. Ez esetben a célfüggvények súlyozására is nagy hangsúlyt kell fektetnünk.

Kutatásaim elején, a szakirodalmi áttekintésben a különböző hőcserélő típusokat vizsgáltam, melyeket különböző szempontok szerint lehet csoportosítani. Ezt követték a különböző teljesítmény számítási eljárások, valamint a számunkra egyik legfontosabb, azonban legpontosatlanabb számítási eljárás, a hőátadási tényező meghatározása. Ennek eredményeként megismerkedtem a hasonlóságelmélettel, mert ennek alkalmazása nélkül gyakorlatilag nem határozható meg ez a tényező. A szakirodalmi áttekintésem másik részét az optimalizálás elméleti hátterének vizsgálata tette ki. Itt vizsgáltam a különböző optimalizációs algoritmusokat, alkalmazási területüket, melyek alkalmazhatók leginkább a vizsgálataimhoz.

Kutatómunkám alapfeladata a hőcserélő berendezések optimalizálhatóságának bebizonyítása volt. A vizsgálataim tárgyául választottam a csőben és csőköteges hőcserélők esetén ezt sikerült bizonyítanom. A csőköteges hőcserélők csőszámának meghatározásához számítási algoritmust készítettem, mely a tervezőmérnököknek is segítséget jelent. A különböző bordáscsöves hőcserélők esetén viszont általánosan alkalmazható tapasztalati összefüggéseket találtam a szakirodalomban. Ennek kísérleti vizsgálatához mérőberendezést építettünk, melyben kétféle növelt felületű hőcserélőt, egy klasszikus bordáscsöves típust, valamint egy rácsos bordás típust vizsgáltam. Mindkét

esetben azt tapasztaltam, hogy az általános összefüggés pontatlan eredményt szolgáltat, ennek következtében a hőátadási folyamat vizsgálatával is foglalkoznom kellett. Mindkét vázolt esetben új tapasztalati összefüggést határoztam meg.

A hőátadási folyamatok vizsgálatához a numerikus szimulációs környezetet is felhasználtam. Ez kettős előnyt jelent számunkra: egyrészt olyan paraméterek mérhetők vele, amely egy valós berendezés valós üzeme során sem lehetnek mérhetők (például felület- vagy térfogat átlagolt hőmérsékletek, felületelemeken vett erők, nyomások, nyomatékok), másrészt a geometriai és/vagy technológiai paraméterek kis módosításainak vizsgálatára is alkalmasak. Kutatásaim során mindkét előnyt kihasználtam: csőköteges hőcserélők esetén a terelőlemezek hatását a hőtechnikai és gyártási költségek optimumára vonatkozóan, valamint bordáscsöves hőcserélők esetén a mért értékekkel történő összehasonlításra is.

A hőcserélő berendezések alátámasztására szolgáló acélszerkezetek tágabb értelemben szintén besorolhatók a vizsgált rendszerbe. Ezeknél a nyomott, illetve hajlított-nyomott gerendáknál a különböző szilárdságú szerkezeti acélok szükséges keresztmetszet területeit hasonlítottam össze, különböző szabványi előírások alapján. Az optimálás eredményeiből a vizsgált esetekre következtetéseket vontam le, melyek a tervező mérnökök számára hasznos alapot szolgáltathatnak.

Szeretném megköszönni témavezetőimnek, Prof. Dr. Jármái Károly egyetemi tanárnak és Dr. Szepesi L. Gábor egyetemi docensnek az elmúlt évek alatt nyújtott segítő munkájukat és támogatásukat, akik a kutató pályára terelték a figyelmemet és elindítottak a tudományos tevékenységben. Nélkülük nem értem volna el ezt a mérföldkövet a kutatói pályámon.

Szeretnék köszönetet mondani Dr. Siménfalvi Zoltánnak, Dr. Szamosi Zoltánnak, Bokros Istvánnak és Szlovacsekné Pekárik Ágnesnek a kutatási időm alatt nyújtott támogatásukért és segítségükért.

Köszönettel tartozom Dr. Bencs Péternek, Ramada Zoltánnak és Farkas Lászlónak a kísérleteim gyakorlati megvalósításáért.

Szeretnék köszönetet mondani a családomnak a türelmükért, segítségükért és támogatásukért.

Fejlesztési lehetőségek

A jövőben szeretném folytatni a kutatásaimban megkezdett munkámat. A disszertációmban a fázisváltás nélküli konvekciós viszonyokat vizsgáltam, azonban ezek csak egy részét képezik az iparban felhasznált konvekciós viszonyoknak. Szeretném kiterjeszteni ezeket az optimálhatósági vizsgálatokat a halmazállapot-változással járó konvekciós esetekkel. Ahogy a bevezetőben is írtam, a tisztán elméleti levezetéssel kapott kondenzációs hőátadási tényező csak síkfalra érvényes. A csövek belsejében bekövetkező kondenzáció témakörében, valamint a különböző forralási folyamatok közben kialakuló hőátadási tényezővel kapcsolatosan kevés publikáció érhető el, ezért a kutatásaim következő irányvonalát ezekre építeném fel.

A bordáscsöves hőcserélők témakörében látszik, hogy minden egyes geometriai méretnek milyen jelentős hatása van a hőcserélő hőteljesítményére nézve. Ezzel kapcsolatban költségcsökkentett, viszont termikusan hatékony autóradiátorok fejlesztésével is szeretnék foglalkozni. Ezzel párhuzamosan egyszerűbb bordáscsöves hőcserélők alakoptimalásával, valamint a légbevezetés fejlesztésével végeznék kísérleteket.

Az acélszerkezet témakörében a statikus mechanikai terhelések mellett a különböző dinamikus hatások és gerjesztések hatását, valamint a tűzbe került szelvényeket szeretném vizsgálni. Tűzbekerülés esetén a vékonyfalú szelvények hőmérséklete viszonylag rövid idő alatt megnő, mely a szilárdsági jellemzők gyors csökkenését fogja okozni. Az egyik legkorszerűbb technológia a hőre habosodó festékek alkalmazása. Ezek térfogata hőterhelés hatására megnő, szigetelőként viselkedik, mely az acélszerkezetet terhelő hőáram jelentős csökkenését okozza. Ezekben a vizsgálatokban a hőtechnikai és acélszerkezeti vizsgálatok együttesen lesznek jelen. A tűz konvekciós és radiációs módon növeli a festékréteget, melyben vezetéssel fog a hő áramlani. Valódi és szimulációs kísérletekkel szeretném ezeket a viszonyokat vizsgálni. Ezeket a vizsgálatokat kiterjeszteném a nyomástartó edények tűzbekerülésével. Biztonságtechnikai szempontból ezek az esetek számítanak az egyik legnagyobb veszéllyel, mert nagy mennyiségű gőzt kell biztonsági szerelvényekkel lefúvatni. A tűz hatására jelentős mennyiségű hő érkezik a rendszerbe, mely fázisváltást, valamint egyúttal jelentős anyagátadást is jelent egyik fázisból a másikba.

Irodalomjegyzék

- [1] H. Chen, V. V. Ginzburg, J. Yang, Y. Yang, W. Liu, Y. Huang, L. Du, and B. Chen. Thermal conductivity of polymer-based composites: Fundamentals and applications. *Progress in Polymer Science*, 59:41–85, 2016.
- [2] Graco Chemical Compatibility Guide. Graco_ChemCompGuideEN-B. pages 48–56, 2005.
- [3] Y. H. Yau and M. Ahmadzadehtalatapeh. A review on the application of horizontal heat pipe heat exchangers in air conditioning systems in the tropics. *Applied Thermal Engineering*, 30(2-3):77–84, 2010.
- [4] R. L. Mohanty, S. Bashyam, and D. Das. Numerical analysis of double pipe heat exchanger using heat transfer augmentation techniques. *International Journal of Plastics Technology*, 18(3):337–348, 2014.
- [5] M. Omid, M. Farhadi, and M. Jafari. A comprehensive review on double pipe heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 110:1075–1090, 2017.
- [6] Z. Yang, Y. Ma, N. Zhang, and R. Smith. Design optimization of shell and tube heat exchangers sizing with heat transfer enhancement. *Computers and Chemical Engineering*, 137, 2020.
- [7] Y. Zheng and Z. Wang. Study on the heat transfer characteristics of a shell-and-tube phase change energy storage heat exchanger. *Energy Procedia*, 158:4402–4409, 2019.
- [8] E. Pal, I. Kumar, J. B. Joshi, and N. K. Maheshwari. CFD simulations of shell-side flow in a shell-and-tube type heat exchanger with and without baffles. *Chemical Engineering Science*, 143:314–340, 2016.
- [9] G. Çakmak, H. L. Yücel, Z. Argunhan, and C. Yıldız. Experimental investigation of thermal performance in a concentric-tube heat exchanger with wavy inner pipe. *International Journal of Thermophysics*, 33(6):1055–1067, 2012.
- [10] X. Dong, X. Jin, P. Li, Q. Bi, M. Gui, and T. Wang. Experimental research on heat transfer and flow resistance properties in spiral twisted tube heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 176(April):115397, 2020.
- [11] R. Kareem. Optimisation of Double Pipe Helical Tube Heat Exchanger and its Comparison with Straight Double Tube Heat Exchanger. *Journal of The Institution of Engineers (India): Series C*, 98(5):587–593, 2017.
- [12] X. Tao and C. A. Infante Ferreira. Heat transfer and frictional pressure drop during condensation in plate heat exchangers: Assessment of correlations and a new method. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 135:996–1012, 2019.
- [13] O. P. Arsenyeva, L. L. Tovazhnyanskyy, P. O. Kapustenko, G. L. Khavin, A. P. Yuzbashyan, and P. Y. Arsenyev. Two types of welded plate heat exchangers for efficient heat recovery in industry. *Applied Thermal Engineering*, 105:763–773, 2016.
- [14] J. Zhang, X. Zhu, M. E. Mondejar, and F. Haglind. A review of heat transfer enhancement techniques in plate heat exchangers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 101(December 2017):305–328, 2019.
- [15] F. Jiang, X. Dong, G. Qi, P. Mao, J. Wang, and X. Li. Heat-transfer performance and pressure

- drop in a gas-solid circulating fluidized bed spiral-plate heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 171(November 2019):115091, 2020.
- [16] M. Picón-Núñez, L. Canizalez-Dávalos, G. Martínez-Rodríguez, and G. T. Polley. Shortcut design approach for spiral heat exchangers. *Food and Bioproducts Processing*, 85(4 C):322–327, 2007.
- [17] A. Coskun and B. Demir. Comparative analysis of different lamella geometries used in exhaust gas heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 100:1–10, 2016.
- [18] P. M. Cuce and S. Riffat. A comprehensive review of heat recovery systems for building applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 47:665–682, 2015.
- [19] A. Sadeghianjahromi and C. Wang. Heat transfer enhancement in fin-and-tube heat exchangers – a review on different mechanisms. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 137:110470, 2021.
- [20] H. Jonsson and B. Moshfegh. Modeling of the thermal and hydraulic performance of plate fin, strip fin, and pin fin heat sinks-influence of flow bypass. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 24(2):142–149, 2001.
- [21] P. Peltonen, K. Saari, K. Kukko, V. Vuorinen, and J. Partanen. Large-Eddy Simulation of local heat transfer in plate and pin fin heat exchangers confined in a pipe flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 134:641–655, 2019.
- [22] G. Zhang, B. Wang, X. Li, W. Shi, and Y. Cao. Review of experimentation and modeling of heat and mass transfer performance of fin-and-tube heat exchangers with dehumidification. *Applied Thermal Engineering*, 146(October 2018):701–717, 2019.
- [23] T. Skiepko and R. K. Shah. Modeling and effect of leakages on heat transfer performance of fixed matrix regenerators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48(8):1608–1632, 2005.
- [24] S. Qian, J. Yu, and G. Yan. A review of regenerative heat exchange methods for various cooling technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 69(November 2016):535–550, 2017.
- [25] H. Ren, Z. Ma, J. Liu, X. Gong, and W. Li. A review of heat and mass transfer improvement techniques for dehumidifiers and regenerators of liquid desiccant cooling systems. *Applied Thermal Engineering*, 162(August):114271, 2019.
- [26] H. Güllüce and K. Özdemir. Design and operational condition optimization of a rotary regenerative heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 177(April):115341, 2020.
- [27] K. Özdemir and M. F. Serincan. A computational fluid dynamics model of a rotary regenerative heat exchanger in a flue gas desulfurization system. *Applied Thermal Engineering*, 143(June):988–1002, 2018.
- [28] M. A. Styrikovich, A. Leontiev, V. S. Polonsky, and A.S. Zuykov. *Heat and Mass Transfer Interrelation*. McGraw-Hill Education, 2019.
- [29] Ervin Szűcs. *Hasonlóság és modell*. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1972.
- [30] Z. Virag, M. Živić, and S. Krizmanić. Cooling of a sphere by natural convection - The applicability of the lumped capacitance method. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54(11-12):2303–2309, 2011.
- [31] A. Zavala-Rio, R. Femat, and R. Santiesteban-Cos. An analytical study of the logarithmic mean temperature difference. *Revista Mexicana De Ingeniería Química*, 4(3):201–212, 2005.
- [32] J. M. Ponce-Ortega, M. Serna-González, and A. Jiménez-Gutiérrez. Design and optimization of multipass heat exchangers. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 47(5):906–913, 2008.
- [33] J. Yang, A. Fan, W. Liu, and A. M. Jacobi. Optimization of shell-and-tube heat exchangers conforming to TEMA standards with designs motivated by constructal theory. *Energy Conversion*

- and Management*, 78:468–476, 2014.
- [34] X. Cui, K. J. Chua, M. R. Islam, and W. M. Yang. Fundamental formulation of a modified LMTD method to study indirect evaporative heat exchangers. *Energy Conversion and Management*, 88:372–381, 2014.
- [35] R.K. Shah. *Compact Heat Exchangers*. New York: McGraw-Hill, 3rd edition, 1985.
- [36] S. Anisimov, D. Pandelidis, and J. Danielewicz. Numerical analysis of selected evaporative exchangers with the Maisotsenko cycle. *Energy Conversion and Management*, 88:426–441, 2014.
- [37] S. Anisimov, D. Pandelidis, and J. Danielewicz. Numerical study and optimization of the combined indirect evaporative air cooler for air-conditioning systems. *Energy*, 80:452–464, 2015.
- [38] A. R. J. Hussain, A. A. Alahyari, S. A. Eastman, C. Thibaud-Erkey, S. Johnston, and M. J. Sobkowicz. Review of polymers for heat exchanger applications: Factors concerning thermal conductivity. *Applied Thermal Engineering*, 113:1118–1127, 2017.
- [39] Y. Xu, D. D.L. Chung, and C. Mroz. Thermally conducting aluminum nitride polymer-matrix composites. *Composites - Part A: Applied Science and Manufacturing*, 32(12):1749–1757, 2001.
- [40] X. Yan, B. Li, B. Liu, J. Zhao, Y. Wang, and H. Li. Analysis of improved novel hollow fiber heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 67(1-2):114–121, 2014.
- [41] H. Nemati and M. Moghimi. Numerical study of flow over annular-finned tube heat exchangers by different turbulent models. *CFD Letters*, 6(3):101–112, 2014.
- [42] P. Bradshaw. Turbulent secondary flows. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 19(1):53–74, 1987.
- [43] B. E. Launder and D. B. Spalding. *Lectures in mathematical models of turbulence [by] B. E. Launder and D. B. Spalding*. Academic Press London, New York, 1972.
- [44] D. C. Wilcox. Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models. *AIAA Journal*, 26(11):1299–1310, 1988.
- [45] E. N. Sieder and G. E. Tate. Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes. *Ind. Eng. Chem.*, 28(12):1429–1435, 1936.
- [46] M. Sheikholeslami and D. D. Ganji. Heat transfer improvement in a double pipe heat exchanger by means of perforated turbulators. *Energy Conversion and Management*, 127:112–123, 2016.
- [47] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera, and D. P. Dewitt. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Wiley, seventh ed edition, 2011.
- [48] M. Sheikholeslami, D. D. Ganji, and M. Gorji-Bandpy. Experimental and numerical analysis for effects of using conical ring on turbulent flow and heat transfer in a double pipe air to water heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 100:805–819, 2016.
- [49] M. Sheikholeslami, M. Gorji-Bandpy, and D. D. Ganji. Effect of discontinuous helical turbulators on heat transfer characteristics of double pipe water to air heat exchanger. *Energy Conversion and Management*, 118:75–87, 2016.
- [50] Ranjith and K. Shaji. Numerical Analysis on a Double Pipe Heat Exchanger with Twisted Tape Induced Swirl Flow on Both Sides. *Procedia Technology*, 24(Supplement C):436–443, 2016.
- [51] M. Hazbehian, H. Maddah, H. Mohammadiun, and M. Alizadeh. Experimental investigation of heat transfer augmentation inside double pipe heat exchanger equipped with reduced width twisted tapes inserts using polymeric nanofluid. *Heat and Mass Transfer/Waerme- und Stoffuebertragung*, 52(11):2515–2529, 2016.
- [52] R. M. Manglik and A. E. Bergles. Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Twisted-Tape Inserts in Isothermal Tubes: Part I—Laminar Flows. *Journal of Heat Transfer*, 115(4):881, 1993.
- [53] J. M. Gorman, K. R. Krautbauer, and E. M. Sparrow. Thermal and fluid flow first-principles numerical design of an enhanced double pipe heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*,

- 107:194–206, 2016.
- [54] Willi Bohl. *Műszaki áramlástan*. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 3. edition, 1983.
- [55] A. El Mouatasim. Two-phase generalized reduced gradient method for constrained global optimization. *Journal of Applied Mathematics*, 2010, 11 2010.
- [56] Kobayashi Y., S. Kondo, and Y. Togo. Application of sequential unconstrained minimization technique to lmfbr core design optimization problem. *Journal of Nuclear Science and Technology*, 11(11):471–479, 1974.
- [57] C. Byrne. Sequential unconstrained minimization algorithms for constrained optimization. *Inverse Problems - INVERSE PROBL*, 24, 02 2008.
- [58] M. Mirzaei, H. Hajabdollahi, and H. Fadakari. Multi-objective optimization of shell-and-tube heat exchanger by constructal theory. *Applied Thermal Engineering*, 125:9–19, 2017.
- [59] S. Sanaye and H. Hajabdollahi. Multi-objective optimization of shell and tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 30(14-15):1937–1945, 2010.
- [60] A. S. Ambekar, R. Sivakumar, N. Anantharaman, and M. Vivekenandan. CFD simulation study of shell and tube heat exchangers with different baffle segment configurations. *Applied Thermal Engineering*, 108:999–1007, 2016.
- [61] D. Eryener. Thermo-economic optimization of baffle spacing for shell and tube heat exchangers. *Energy Conversion and Management*, 47(11-12):1478–1489, 2006.
- [62] J. Taborek. *Shell and tube heat exchangers: Single phase flow*. Heat Exchanger Design Handbook, Section 3.3. New York: Hemisphere, 1982.
- [63] M. Mellal, R. Benzeguir, D. Sahel, and H. Ameer. Hydro-thermal shell-side performance evaluation of a shell and tube heat exchanger under different baffle arrangement and orientation. *International Journal of Thermal Sciences*, 121:138–149, 2017.
- [64] C. Dong, Y. Chen, and J. Wu. Comparison of heat transfer performances of helix baffled heat exchangers with different baffle configurations. *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 23(1):255–261, 2015.
- [65] M. Saeedan and M. Bahiraei. Effects of geometrical parameters on hydrothermal characteristics of shell-and-tube heat exchanger with helical baffles: Numerical investigation, modeling and optimization. *Chemical Engineering Research and Design*, 96:43–53, 2015.
- [66] M. Zhang, F. Meng, and Z. Geng. CFD simulation on shell-and-tube heat exchangers with small-angle helical baffles. *Frontiers of Chemical Science and Engineering*, 9(2):183–193, 2015.
- [67] Tibor Varga, Gábor Szepesi, and Zoltán Siménfalvi. Horizontal scraped surface heat exchanger - Experimental measurements and numerical analysis. *Pollack Periodica*, 12(1):107–122, 2017.
- [68] D. A. Donohue. Heat Transfer and Pressure Drop in Heat Exchangers. *Industrial & Engineering Chemistry*, 41(11):2499–2511, nov 1949.
- [69] S. Basavarajappa, G. Manavendra, and S. B. Prakash. A review on performance study of finned tube heat exchanger. *Journal of Physics: Conference Series*, 1473(1), 2020.
- [70] P. Pongsoi, S. Pikulkajorn, and S. Wongwiset. Heat transfer and flow characteristics of spiral fin-and-tube heat exchangers: A review. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 79:417–431, 2014.
- [71] L. Chai, K. M. Tsamos, and S. A. Tassou. Modelling and evaluation of the thermohydraulic performance of finned-tube supercritical carbon dioxide gas coolers. *Energies*, 13(5), 2020.
- [72] S. Unger, M. Beyer, M. Arlit, P. Stasch, and U. Hampel. An experimental investigation on the air-side heat transfer and flow resistance of finned short oval tubes at different tube tilt angles. *International Journal of Thermal Sciences*, 140(May 2018):225–237, 2019.
- [73] A.A. Bhuiyan and A. K.M.S. Islam. Thermal and hydraulic performance of finned-tube heat exchangers under different flow ranges: A review on modeling and experiment. *International*

- Journal of Heat and Mass Transfer*, 101:38–59, 2016.
- [74] A. M. Hussein, R. A. Bakar, K. Kadirgama, and K. V. Sharma. Heat transfer enhancement using nanofluids in an automotive cooling system. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 53:195–202, 2014.
- [75] J. Lee and I. Mudawar. Assessment of the effectiveness of nanofluids for single-phase and two-phase heat transfer in micro-channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50(3):452 – 463, 2007.
- [76] S. Wiriyaart, C. Hommalee, S. Sirikasemsuk, R. Prurapark, and P. Naphon. Thermal management system with nanofluids for electric vehicle battery cooling modules. *Case Studies in Thermal Engineering*, 18(December 2019):100583, 2020.
- [77] Th. E. Schmidt. Der wärmeübergang an rippenhore und die berechnung von rohrbündelwärmeaustausch. *Kältetechnik*, 15:98–102, 370–378, 1963.
- [78] Farkas J. és Jármái K. *Optimum design of steel structures*. Springer Verlag, Heidelberg, 2013.
- [79] J. Rondal and R. Maquoi. Single equation for ssrc column-strength curves. *Journal of the Structural Division*, 105:247–250, 1979.
- [80] M. Braham, J.P. Grimault, Ch. Massonnet, J. Mouty, and J. Rondal. Buckling of thin-walled hollow sections. *Cases of axially loaded rectangular sections. A cior-Stahl-Steel*, 45:30–36, 1980.
- [81] Z. He, X. Zhou, Z. Liu, and M. Chen. Post-buckling behaviour and dsm design of web-stiffened lipped channel columns with distortional and local mode interaction. *Thin-Walled Structures*, 84(Complete):189–203, 2014.
- [82] W. Aryton and J. Perry. On struts. *The Engineer*, 12(62):464, 1886.
- [83] A. Crisan, V. Ungureanu, and D. Dubina. Behaviour of cold-formed steel perforated sections in compression. part 1—experimental investigations. *Thin-Walled Structures*, 61:86 – 96, 2012. Recent research advances on thin-walled structures.
- [84] P.B. Dinis, B. Young, and D. Camotim. Local–distortional interaction in cold-formed steel rack-section columns. *Thin-Walled Structures*, 81:185 – 194, 2014. Coupled Instabilities in Metal Structures.
- [85] Eurocode 3. Part 1.1.: Design of steel structures. General rules and rules for buildings. Standard, European Committee for Standardization. Brussels, 1992.
- [86] JRA Part I-V: Specifications for Highway Bridges. Standard, Japan Road Association, 2012.
- [87] API Bulletin 2V: Design of Flat Plate Structures, Third Edition. Standard, American Petroleum Institute, June 2004.
- [88] AISC Design Guide 28: Stability Design of Steel Buildings. Standard, American Institute of Steel Construction, 2005.
- [89] D.C. Yu, Fagan J.E., Foote B., and A.A. Aly. An optimal load flow study by the generalized reduced gradient approach. *Electric Power Systems Research*, 10(1):47 – 53, 1986.
- [90] A.A. Haggag. A variant of the generalized reduced gradient algorithm for non-linear programming and its applications. *European Journal of Operational Research*, 7(2):161 – 168, 1981. Fourth EURO III Special Issue.
- [91] Farkas J. és Jármái K. *Design and optimization of metal structures*. Horwood, Chichester UK, 2008.

A disszertációhoz kapcsolódó publikációk

- (1) Petrik, M., Szepesi, G., Jármái, K.: *CFD analysis and heat transfer characteristics of finned tube heat exchangers*, *Pollack Periodica*, 2019, 14(3), pp.165-176
- (2) Petrik, M., Szepesi, G.: *Shell side CFD analysis of a model shell-and-tube heat exchanger*, *Chemical Engineering Transactions*, 2018, 70, pp.313-318
- (3) Petrik, M., Szepesi, G., Jármái, K., Bolló, B.: *Theoretical and parametric investigation of an automobile radiator*, *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 2017, PartF12, pp.27-37
- (4) Petrik, M., Szepesi, G.: *Experimental and numerical investigation of the air side heat transfer of a finned tubes heat exchanger*, *Processes*, 2020, 8(7), 773
- (5) Petrik, M., Erdős, A., Jármái, K., Szepesi, G.: *Experimental Investigation of the Air-Side Heat Transfer Coefficient on Louver Finned Tube Automotive Radiator*, *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 2021, 22, pp.401–416
- (6) Petrik, M., Szepesi, G., Jármái, K.: *Heat transfer analysis for finned tube heat exchangers*, *Solutions for Sustainable Development - Proceedings of the 1st International Conference on Engineering Solutions for Sustainable Development, ICES2D 2019*, 2020, pp.56–66
- (7) Petrik, M., Szepesi, G., Varga, T.: *Numerical and experimental study of finned tube heat transfer characteristics*, *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 2018, 0(9783319756769), pp.563–570
- (8) Petrik, M., Szepesi, G., Jármái, K.: *Optimal design of double-pipe heat exchangers*, *Advances in Structural and Multidisciplinary Optimization : Proceedings of the 12th World Congress of Structural and Multidisciplinary Optimization (WCSMO12)*, Cham, Svájc : Springer Nature (2017) pp.755-764
- (9) Petrik, M., Szepesi, G., Jármái, K.: *Optimal design of double-pipe heat exchangers, comparisons*, *MultiScience - XXXI. microCAD International Multidisciplinary Scientific Conference* Miskolc, Magyarország : Miskolci Egyetem, (2017) Paper: 96_Petrik_Mate.pdf , 12p.
- (10) Petrik, M., Szepesi, G., Jármái, K.: *Optimal design of shell-and-tube heat exchangers*, *The Publications of the MultiScience - XXX. microCAD International Multidisciplinary Scientific Conference* Miskolc, Magyarország : University of Miskolc, (2016) Paper: D4_15_Petrik_Mate.pdf, 7p.
- (11) Jármái, K., Petrik, M.: *Minimum mass design of compressed I-section columns with different design rules*, *Advances and Trends in Engineering Sciences and Technologies III- Proceedings of the 3rd International Conference on Engineering Sciences and Technologies, ESaT 2018*, 2019, pp. 119–124
- (12) Jármái, K., Petrik, M.: *Optimization and comparison of different standards for compressed welded box columns*, *Pollack Periodica*, 2020, 15(1), pp.3–14

- (13) Jármái, K., Petrik, M.: *Cost minimization of compressed I-section columns with different design rules, 3rd International Conference on Engineering Sciences and Technologies : ESAT 2018* Košice, Szlovákia : Technical University of Kosice, (2018) Paper: 030 - Jarmai, Petrik.pdf , 4p.
- (14) Jármái, K., Petrik, M.: *Optimization and comparison of welded compressed columns, 69th Annual Assembly of International Institute of Welding*, International Conference Melbourne, Ausztrália (2016) pp.1-17. , 17p.
- (15) Petrik, M., Jármái, K.: *Optimization and comparison of welded I- and box beams, International Conference on Innovative Technologies : IN-TECH 2016* Faculty of Engineering University of Rijeka, (2016) pp.119-122. , 4p.
- (16) Petrik, M., Szepesi, G., Jármái, K.: *Csőköteges hőcserélők optimális méretezése, GÉP 67* : 3 pp.23-27, 5p. (2016)
- (17) Petrik, M., Szepesi, G., Jármái, K.: *Csőköteges hőcserélő cső oldali hőátadásának analitikus és numerikus számításnak összehasonlítása mérési eredményekkel, GÉP 69* : 2 pp.25-28, 4p. (2018)
- (18) Petrik, M., Szepesi, G., Jármái, K.: *Bordáscsőves hőcserélő hőátadási folyamatának vizsgálata CFD-vel, GÉP 70* : 2 pp. 27-31. , 5 p. (2019)
- (19) Petrik, M., Szepesi, G., Jármái, K.: *Csőköteges hőcserélő csőoldali hőátadásának vizsgálata CFD szimulációval, Doktoranduszok Fóruma 2017 : Gépészmérnöki és Informatikai Kar szekciókiadványa* Miskolc, Magyarország : Miskolci Egyetem Tudományos és Nemzetközi Rektorhelyettesi Titkárság, (2018) pp.76-81, 6p.
- (20) Petrik, M.: *Szerkezetoptimalás jelentősége a vegyipari gépészet területén, Doktoranduszok fóruma 2018 : Gépészmérnöki és Informatikai Kar szekciókiadványa*, Miskolc, Magyarország : Miskolci Egyetem, (2019) pp.67-72, 6p.
- (21) Jármái, K., Petrik, M.: *Hegesztett aszimmetrikus I-tartók optimális méretezése a minimális hegesztési vetemedéshez, GÉP LXXI.:2.* pp.19-26, 8p. (2020)
- (22) Jármái, K., Petrik, M.: *A hegesztett aszimmetrikus I-gerendák optimális kialakítása a minimális vetemedés érdekében, HEGESZTÉSTECHNIKA 30* : 1 pp.19-35, 7p. (2019)
- (23) Jármái, K., Petrik, M.: *Hegesztett, nyomott tartók optimalása és összehasonlítása, HEGESZTÉSTECHNIKA 29* : 3 pp.21-31, 11p. (2018)

A disszertációhoz nem kapcsolódó egyéb publikációk

- (24) Kriston, B., Pusztai, T., Petrik, M.: *Állóhengeres kondenzátor rezgéstani vizsgálata*, **Multidiszciplináris Tudományok: A Miskolci Egyetem Közleménye** 10: 2 pp. 141-152. , 12 p. (2020)
- (25) Takács, D., Erdős, A., Petrik, M.: *Időben változó hőátadás matematikai modellje és CFD szimulációja*, **Multidiszciplináris Tudományok: A Miskolci Egyetem Közleménye** 10: 1 pp 99-109., 11p. (2020)
- (26) Török, D., Petrik, M., Szepesi, L. G.: *Folyadékbehatolásos vizsgálatok elemzése számítógépes képfeldolgozás alkalmazásával*, **Multidiszciplináris Tudományok: A Miskolci Egyetem Közleménye**, 10: 1 pp. 110-118., 9p. (2020)
- (27) Voith, K., Petrik, M., Spisák, B., Szamosi, Z., Szepesi, L.G.: *EPS vagy XPS? Irodalmi áttekintés*, **Multidiszciplináris Tudományok: A Miskolci Egyetem Közleménye**,10: 3 pp. 50-60., 11p. (2020)
- (28) Petrik, M.: *Szerkezetoptimalás jelentősége a vegyipari gépészet területén* In: Vadászné, Bognár Gabriella; Piller, Imre (szerk.) **Doktoranduszok fóruma 2018: Gépészmérnöki és Informatikai Kar szekciókiadványa** Miskolc, Magyarország : Miskolci Egyetem, (2019) pp. 67-72., 6p.
- (29) Petrik, M.: *A review article about the thermal runaway mechanism of lithium based batteries* In: Kékesi, Tamás (szerk.) **MultiScience - XXXIII. microCAD International Multidisciplinary Scientific Conference Miskolc-Egyetemváros**, Magyarország : Miskolci Egyetem (2019) pp. 1-8. Paper: D3-5, 8p.
- (30) ármai, K., Kota, L., Petrik, M.: *Oszlopok tervezése lokális tűz esetén* Miskolc, Magyarország : Gazdász Elasztik Kft. (2018), 98p. ISBN: 9789633581698
- (31) Petrik, M., Szepesi, G., Jármái, K. Bolló, B. : *Autóhűtő elméleti és parametrikus vizsgálata* In: Kovács, László; Piller, Imre (szerk.) **Doktoranduszok Fóruma 2016 : Gépészmérnöki és Informatikai Kar szekciókiadványa Miskolc-Egyetemváros**, Magyarország : Miskolci Egyetem, (2017) pp. 73-78., 6p.

A melléklet

Az anyagjellemzők hőmérsékletfüggése

Vízre

A1. táblázat. A víz hőmérsékletfüggő anyagjellemzőihez használt összefüggések

együttható	$A_5 \cdot T^5 + A_4 \cdot T^4 + A_3 \cdot T^3 + A_2 \cdot T^2 + A_1 \cdot T + A_0$			
	a víz anyagjellemzői			
	ρ (kg/m ³)	η (Pa·s)	λ (W/(mK))	c_p (J/(kgK))
A_5	$1,087 \cdot 10^{-10}$	$-2,455 \cdot 10^{-13}$	$-3,59 \cdot 10^{-13}$	$-9,672 \cdot 10^{-10}$
A_4	$-8,826 \cdot 10^{-8}$	$8,56 \cdot 10^{-11}$	$2,12 \cdot 10^{-10}$	$6,313 \cdot 10^{-7}$
A_3	$2,665 \cdot 10^{-5}$	$-1,248 \cdot 10^{-8}$	$-3,407 \cdot 10^{-8}$	$-1,168 \cdot 10^{-4}$
A_2	$-6,009 \cdot 10^{-3}$	$1,018 \cdot 10^{-6}$	$-5,228 \cdot 10^{-6}$	$1,802 \cdot 10^{-2}$
A_1	$-2,006 \cdot 10^{-2}$	$-5,265 \cdot 10^{-5}$	$1,803 \cdot 10^{-3}$	$-9,491 \cdot 10^{-1}$
A_0	1002	$1,733 \cdot 10^{-3}$	$5,682 \cdot 10^{-1}$	4195

Etil-alkoholra

A2. táblázat. Az etil-alkohol hőmérsékletfüggő anyagjellemzőihez használt összefüggések

együttható	$A_5 \cdot T^5 + A_4 \cdot T^4 + A_3 \cdot T^3 + A_2 \cdot T^2 + A_1 \cdot T + A_0$			
	az etil-alkohol anyagjellemzői			
	ρ (kg/m ³)	η (Pa·s)	λ (W/(mK))	c_p (J/(kgK))
A_5	$-2,363 \cdot 10^{-8}$	$-1,095 \cdot 10^{-13}$	$1,423 \cdot 10^{-13}$	$2,031 \cdot 10^{-9}$
A_4	$1,003 \cdot 10^{-5}$	$3,936 \cdot 10^{-11}$	$-6,697 \cdot 10^{-11}$	$-8,574 \cdot 10^{-7}$
A_3	$-1,779 \cdot 10^{-3}$	$-6,119 \cdot 10^{-9}$	$8,882 \cdot 10^{-9}$	$1,047 \cdot 10^{-4}$
A_2	$1,532 \cdot 10^{-1}$	$5,8045 \cdot 10^{-7}$	$2,926 \cdot 10^{-7}$	$3,921 \cdot 10^{-2}$
A_1	-6,795	$-4,0105 \cdot 10^{-5}$	$-2,291 \cdot 10^{-5}$	6,073
A_0	897,5	$1,8025 \cdot 10^{-3}$	$1,831 \cdot 10^{-1}$	2265

Levegőre (tengerszinten)

A3. táblázat. A levegő hőmérsékletfüggő anyagi jellemzőihez használt összefüggések

együttható	$A_5 \cdot T^5 + A_4 \cdot T^4 + A_3 \cdot T^3 + A_2 \cdot T^2 + A_1 \cdot T + A_0$			
	a levegő anyagjellemzői			
	ρ (kg/m ³)	η (Pa·s)	λ (W/(mK))	c_p (J/(kgK))
A_5	$-7,6923 \cdot 10^{-12}$	$-1,6026 \cdot 10^{-17}$	$-2,0769 \cdot 10^{-11}$	$-6,4103 \cdot 10^{-9}$
A_4	$2,0280 \cdot 10^{-9}$	$1,0927 \cdot 10^{-15}$	$4,8132 \cdot 10^{-9}$	$1,6026 \cdot 10^{-6}$
A_3	$-2,1993 \cdot 10^{-7}$	$2,9502 \cdot 10^{-13}$	$-3,8020 \cdot 10^{-7}$	$-1,2908 \cdot 10^{-4}$
A_2	$2,2697 \cdot 10^{-5}$	$-6,5610 \cdot 10^{-11}$	$1,1869 \cdot 10^{-5}$	0,0035
A_1	-0,0048	$4,9316 \cdot 10^{-8}$	$-4,7048 \cdot 10^{-5}$	0,0092
A_0	1,2920	$1,7291 \cdot 10^{-5}$	0,0237	1005,9

B melléklet

A hajtúcsövön lévő körbordák mérési eredményei

B1. táblázat. A pozícióban mért hőmérsékletek

	ID1	ID2	ID3	ID4	ID5	ID6	ID7	ID8
$\dot{V}_{\text{víz}}$	200	200	300	300	400	400	450	450
$v_{\text{levegő}}$	8	10	8	10	8	10	8	10
T_1	57,19	57,12	57,15	57,08	57,09	57,05	57,07	57,04
s_{T_1}	0,023	0,026	0,022	0,023	0,025	0,027	0,024	0,019
T_2	53,07	52,81	54,24	54,08	54,89	54,75	55,14	55,01
s_{T_2}	0,034	0,026	0,021	0,018	0,024	0,019	0,022	0,018
ΔT	4,12	4,32	2,91	3,00	2,20	2,30	1,93	2,04
$s_{\Delta T}$	0,032	0,017	0,0120	0,020	0,024	0,020	0,027	0,013

B2. táblázat. B pozícióban mért hőmérsékletek

	ID11	ID12	ID13	ID14	ID15	ID16	ID17	ID18
$\dot{V}_{\text{víz}}$	200	200	300	300	400	400	450	450
$v_{\text{levegő}}$	8	10	8	10	8	10	8	10
T_1	57,01	56,83	56,69	56,74	56,86	56,93	57,09	57,17
s_{T_1}	0,028	0,106	0,028	0,019	0,034	0,032	0,047	0,025
T_2	53,37	53,13	54,10	54,04	54,89	54,86	55,33	55,31
s_{T_2}	0,106	0,031	0,031	0,017	0,029	0,031	0,045	0,026
ΔT	3,64	3,70	2,59	2,70	1,96	2,07	1,77	1,86
$s_{\Delta T}$	0,118	0,092	0,016	0,012	0,018	0,019	0,043	0,022

B3. táblázat. C pozícióban mért hőmérsékletek

	ID21	ID22	ID23	ID24	ID25	ID26	ID27	ID28	ID29	ID30
$\dot{V}_{\text{víz}}$	200	200	200	300	300	300	400	400	400	100
$v_{\text{levegő}}$	3,3	8	10	3,3	8	10	3,3	8	10	10
T_1	57,13	57,32	57,35	56,98	56,98	56,97	57,04	57,13	57,12	56,81
s_{T_1}	0,047	0,035	0,042	0,059	0,026	0,033	0,027	0,026	0,021	0,050
T_2	53,54	53,05	53,01	54,37	54,11	53,00	55,18	54,93	54,82	50,81
s_{T_3}	0,040	0,029	0,054	0,277	0,025	0,039	0,038	0,024	0,024	0,327
ΔT	3,59	4,27	4,34	2,61	2,87	2,97	1,85	2,19	2,30	6,00
$s_{\Delta T}$	0,070	0,053	0,034	0,332	0,015	0,049	0,028	0,020	0,014	0,303

A radiátor mérési eredményei

B4. táblázat. Az autóhűtő radiátoron mért hőmérsékletek

	\dot{V}_v [l/h]	$T_{v,be}$ [°C]	$T_{v,ki}$ [°C]	\dot{Q}_v [W]	\dot{Q}_l [W]	ΔT_{LOG} [°C]	k [$\frac{W}{m \cdot K}$]
M1	100	63,88	39,30	2821,30	2822,08	16,78	9,86
M2	200	65,86	49,36	3778,28	3774,17	22,43	9,87
M3	300	66,59	54,22	4243,81	4742,92	24,52	10,15
M4	400	67,28	56,80	4790,50	4788,79	25,18	11,16
M5	100	66,74	41,88	2850,24	2847,09	16,18	9,94
M6	200	66,98	50,79	3705,30	3699,93	21,04	10,32
M7	300	67,30	54,80	4287,22	4286,36	22,24	11,31
M8	400	67,69	57,18	4803,39	4799,62	22,64	12,44
M11	100	62,82	38,34	2810,97	2805,98	13,59	12,12
M12	200	63,22	45,44	4079,98	4074,92	17,20	13,90
M13	300	65,14	51,62	4642,34	4642,05	20,74	13,13
M14	400	67,68	55,45	5591,58	5592,39	22,65	14,48
M15	100	60,39	35,17	2899,21	2908,06	13,42	12,69
M16	200	60,79	42,67	4159,39	4149,87	17,52	13,91
M17	300	61,88	47,85	4824,58	4816,86	20,08	14,08
M18	400	63,15	50,89	5616,16	5607,71	21,21	15,53