



A Miskolci Egyetem Habilitációs Füzetek

Új eredmények a hőátvitel területén

tudományos munkásság áttekintő összefoglalása

Készítette:

Dr. Szepesi L. Gábor

aki a Gépészeti Tudományok Tudományágban

„dr. habil.” cím elnyerésére pályázik.

Miskolc, 2021

ÚJ EREDMÉNYEK A HŐÁTVITEL TERÜLETÉN

Dr. Szepesi L. Gábor

Miskolci Egyetem

Gépészmérnöki és Informatikai Kar

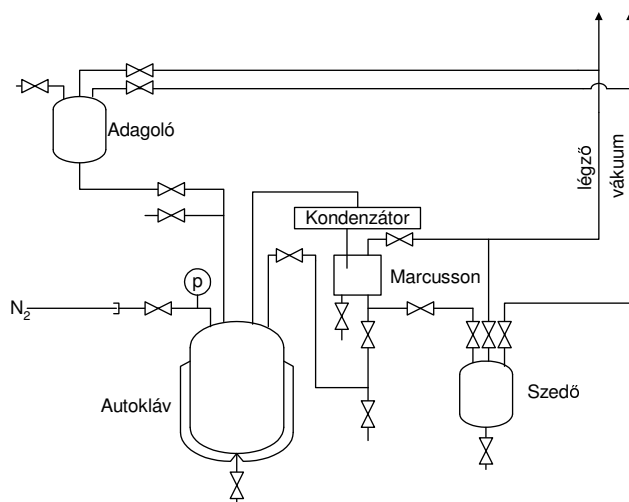
Tartalomjegyzék

1. Bevezetés	1
2. Köpenytéri hőátadással kapcsolatos vizsgálatok	4
2.1. Előzmények	4
2.2. Hőátadási tényező vizsgálata csőköteges hőcserélők köpenyterében	8
2.3. Hőátadási tényező vizsgálata reaktorok köpenyterében	13
3. Hőátadás vizsgálata növelt felületű csöves hőcserélőkben	18
3.1. Előzmények	18
3.2. Bordázott csöves hőcserélők vizsgálata	20
4. Kapart falú hőcserélőkkel kapcsolatos kutatások	31
4.1. Előzmények	31
4.2. Kapart falú hőcserélő kísérleti és elméleti vizsgálata	35
5. Összefoglalás	40
6. Summary	42
Irodalomjegyzék	44

1. fejezet

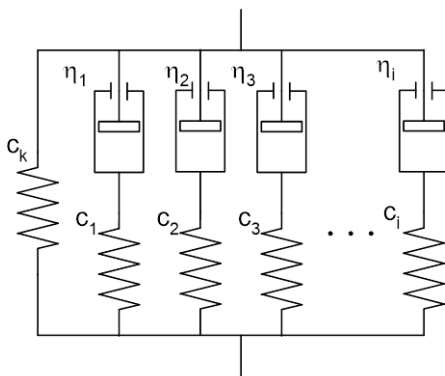
Bevezetés

Új eljárások autokláv gépcsoportok expozíciójának meghatározására [1] című doktori értekezésemet 2008-ban védtem meg summa cum laude minősítéssel. Az értekezés két, egymástól látszólag eltérő, ám mégis összefüggő területet foglalt magába. A dolgozatban arra kerestem megoldásokat, hogy miként lehet meghatározni egymással összekapcsolt autokláv gépcsoportok (1.1. ábra) által kibocsátott anyagmennyiségeket, melyek expozíciót okozhatnak.



1.1. ábra. Autokláv gépcsoport vázlata

Az áramlástan vonatkozó egyenletei segítségével a műszaki gyakorlatban könnyen használható, mérési adatokkal alátámasztott összefüggéseket publikáltam. Az összefüggések segítségével mérőeszköz fejlesztés valósult meg, mely eszközzel egy adott berendezés esetén megállapítható, hogy a kibocsátás értéke az előírtaknak megfelelő-e, vagy sem. A dolgo-



1.2. ábra. Általános Maxwell-modell

zat második részében a nem lyukszerű hibák által okozott kibocsátás meghatározásának okát tártam fel. Zománcozott készülékek esetében gyakran alkalmaznak fémerősítésű szövet tömítéseket, melyek relaxációra hajlamosak. A relaxáció vizsgálatához elkészítettem a karima-tömítés-karima rendszer mechanikai modelljét, melynek vázlata az 1.2. ábrán látható. A tömítés modellezésére η_i -val jellemzett csillapításokat valamint c_i rugóállandójú rugókat használtam. A modell segítségével leírható, hogy miként viselkednek a fent említett típusú tömítések. A relaxáció következtében a tömítőerő megszűnik, és szivárgás alakul ki, mely a munkatér és az ott dolgozó kezelők expozícióját okozza. A PhD értekezésem megvédése után a kutatási irányom a vegyipari műveletek felé irányult. A vegyipari művelettan szerteágazó területei közül a keveréssel, hő- és anyagátadással kezdtem foglalkozni. A tanszékünkön a nevemhez fűződik a numerikus áramlástani szimulációk alkalmazása művelettan feladatok megoldásához. CFDsing szoftverkörnyezetben keverési feladatokat oldottunk meg szimulációval és az eredményeket összevetettük a mért adatokkal. Számos diplomaterv készült erről a témáról, melyekben igazoltuk, hogy van létjogosultsága keverőelem tervezésénél a numerikus áramlástani szimulációnak. A mechanikus műveletekhez tartozó területről sikeres eljárásokat dolgoztunk ki szilárd-gáz rendszerek elválasztására is.

A későbbiekben a CFD módszereket kezdtünk alkalmazni hőátadási folyamatok vizsgálatára. Különös hangsúlyt fektettünk és fektetünk jelenleg is növelt felületű hőcserélők hőátadási viszonyainak elemzésére. Természetesen a szimulációs futtatások eredményeit mérések segítségével hasonlítjuk össze. Mérőköröket dolgoztunk ki bordázott csöves hőcserélők külső hőátadási tényezőjének meghatározására, valamint autóhűtő radiátorok hőtéljesítményének mérésére. Ezen területhez tartozik, hogy a laboratóriumban található

gőzfejlesztő és egy saját tervezésű cső a csőben hőcserélőben gőz kondenzálását kívánjuk vizsgálni különböző áramlási esetekben. Anyagátadáshoz kapcsolódó területen Kállai Viktória és Krámer Gyula doktoranduszokkal közösen végzünk kutatásokat. Elsősorban szimulációs eljárásokat használunk oszlopszerű készülékekben végbemenő folyamatok elemzésére, azonban jelenleg kísérleti úton is vizsgáljuk a szitatányéros konstrukciókat. A szitatányérokat 3D nyomtatással állítjuk elő. Jelenlegi összefoglalómban röviden, lényegre törően kívánom ismertetni az általunk végzett kutatások egy szűk keresztmetszetét, melyek a hőátvitel területén valósultak meg. Az eddig elvégzett kutatások eredményeképpen már egy sikeres PhD védés megvalósult, a másik 2021 júniusában várható.

2. fejezet

Köpenytéri hőátadással kapcsolatos vizsgálatok

2.1. Előzmények

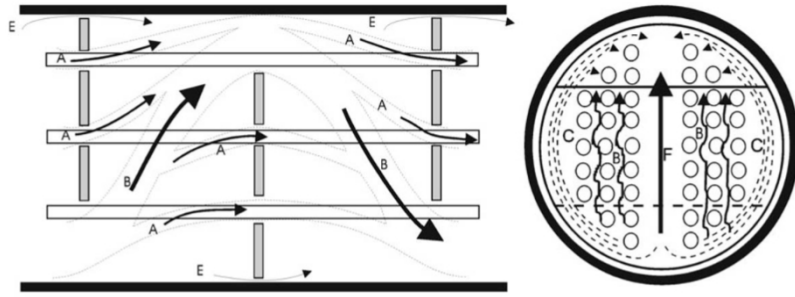
Egy rekuperatív hőcserélő konstrukció esetén két egymástól fizikailag is elkülönített térben áramló közegek hője cserélődik ki. Csőköteges hőcserélők esetén az egyik teret csőtérnek a másik teret köpenytérnek nevezik. A csőtérben kialakuló hőátadási viszonyokat a folyamatra jellemző *Reynolds*-szám és *Prandtl*-szám határozza meg. A vonatkozó szakirodalom megkülönböztet lamináris, átmeneti és turbulens eseteket. A csőtérben turbulens áramlás esetén ($Re > 10000$) általánosan lehet alkalmazni Seider-Tate [2] összefüggését, mely az alábbi alakban írható fel:

$$Nu = 0,027 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33} \cdot \left(\frac{\eta}{\eta_{fal}} \right)^{0,14}, \quad (2.1)$$

ahol a jellemző geometriai méret a cső belső átmérője. Az összefüggésben szereplő anyagjellemzőket a csőtéri közeg közepes hőmérsékletén kell meghatározni.

Köpenytéri áramlás esetén a számítási eljárások eltérőek lehetnek a köpenytérben alkalmazott terelőlemezek kialakításától függően. A terelőlemezzel ellátott köpenytérek esetében 1963-ban publikált *Delaware-féle* eljárás az elterjedt [3], melyet számos kutató módosított illetve egyszerűsített [4]. Az eljárás során megkülönböztetünk öt különböző állapotot, melyet a 2.1 ábrán láthatunk:

- A - Csövek melletti szivárgás
- B - Keresztáramlás



2.1. ábra. Terelőlemez kialakítás

- C - Keresztáramlás bypass
- E - Terelőlemez alatti szivárgás
- F - Csőjáratok közötti bypass

A fenti eseteket figyelembe véve (és nem részletezve a paramétereket) az alábbi módon számolható a köpenytéri hőátadási tényező:

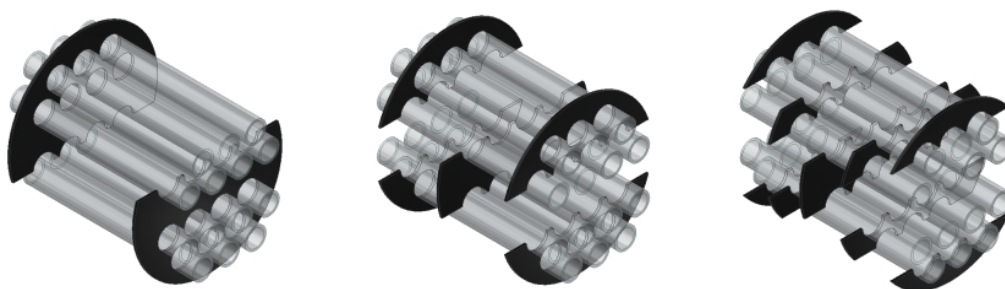
$$\alpha_s = \alpha_{si} \cdot (J_c J_l J_b J_r J_s), \quad (2.2)$$

ahol α_{si} az ideális csőkötegre vonatkozó hőátadási tényező, a $J_c J_l J_b J_r J_s$ együtthatók a korábban említett esetek (A,B,C,E,F) módosító tényezői. Az egyszerűsített eljárás szerint az ideális esetre vonatkozó hőátadási tényező explicit formában az alábbi alakban adható meg:

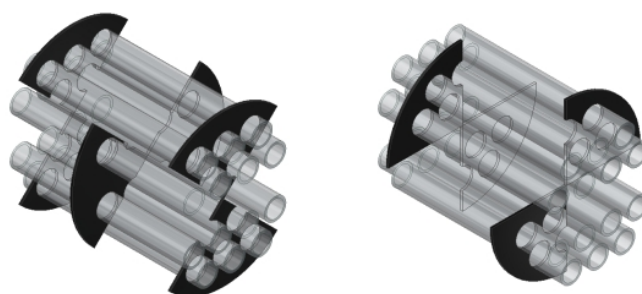
$$\alpha_{si} = \frac{\phi_s \cdot k_s \cdot j_{si} \cdot Re_s \cdot Pr_s^{1/3}}{D_t}, \quad (2.3)$$

ahol k_s a köpenytéri közeg hővezetési tényezője, D_t a cső külső átmérője, j_{si} a csőköteg korrekciós tényezője, ϕ_s a viszkozitás korrekciós faktor.

A köpenytérben kialakuló turbulencia nagymértékben befolyásolja a kialakuló hőátadási tényező értékét, ezért számos publikáció jelent meg azzal kapcsolatban, hogy az alkalmazott terelőlemezek alakját hogyan lehet optimalizálni. A turbulencia növelésével azonban a kialakuló nyomásveszteség is növekszik, ami meghatározó korlátot jelenthet a működés során. Ambekar [5] szerzőtársaival a szegmenses terelőlemezek alakjának a hatását vizsgálták CFD eljárással. Az általa vizsgált szegmens kialakítások közül a hagyományos két és három részre osztott kiviteket (2.2 ábra), továbbá virágsziromszerű kialakításokat (2.3 ábra) elemezte.

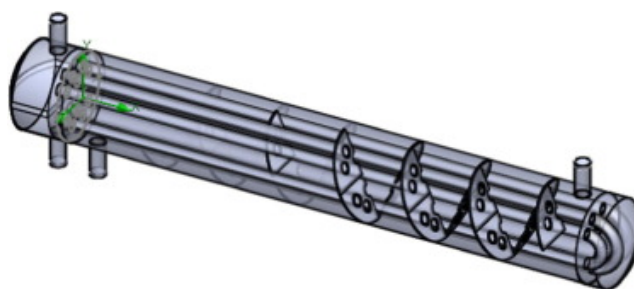


2.2. ábra. Szegmenses terelőlemez kialakítás



2.3. ábra. Virágszirom alakú terelőlemez kialakítás

A szerzők vizsgálták továbbá a csavarvonal-szerű (*helical baffled*) kialakításokat is. Megállapították, hogy a sima szegmens típusúak hőtechnikai szempontból nagyon jó tulajdonságokkal rendelkeznek azonban nagy nyomásvesztést okoznak. A kettős szegmens kialakítás esetén 25%-al csökken a nyomásvesztés, a csavarvonal-szerű esetben a legkedvezőbb a nyomásvesztés, de hőtani szempontból 40%-os visszaesés tapasztalható, így nagyobb hőátadó felületre van szükség ugyanazon hőteljesítmény eléréséhez.



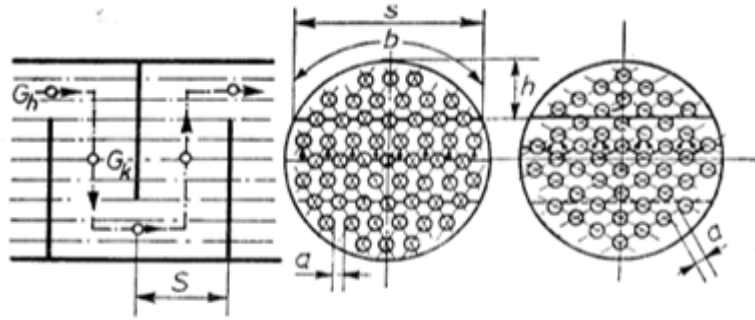
2.4. ábra. Csavarvonal-szerű terelőlemez kialakítás

Az előzőektől függetlenül az elmúlt 15 évben több, mint 3000 tanulmány foglalkozik az ilyen, csavarvonal-felületű terelőlemezek vizsgálatával. Egy lényegesen egyszerűbb eljárás is alkalmazható a csőköteg körüli hőátadási tényező meghatározására, melyet Donohue

1949-ben [6] publikált.

$$Nu = C \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \cdot \phi \quad (2.4)$$

A Donohue-féle összefüggésben szereplő C tényező értéke a köpenytér kialakításától függ. Szegmens típusú terelőlemez esetén a $C = 0,23$ értéket javasolják a szerzők. Az összefüggés alkalmazásához szükséges definiálni a köpenytérben kialakuló sebességet, hiszen más érték lesz a keresztirányú és hosszirányú áramlás esetén. A sebességek meghatározásához segítségül a 2.5. ábra szolgál.



2.5. ábra. Áramlási sebesség meghatározása szegmenses terelőlemez esetén [7]

tárolásához segítséget ad a 2.5. ábra. A hosszirány, azaz az „ablaknak” nevezett térrész áramlási keresztmetszetét a

$$f_h = \frac{D_b \cdot (b - s) + 2 \cdot s \cdot h}{4} - z_1 \frac{d^2 \pi}{4}, \quad (2.5)$$

ahol D_b a köpeny belső átmérője, b az ívhossz, s a szelő mérete, h a kivágás magassága, z_1 a kivágásban lévő csövek száma és d a csövek külső átmérője. A keresztirányú áramlási keresztmetszetet a középsíkon értelmezzük az alábbi összefüggés szerint:

$$f_k = S \cdot \sum a, \quad (2.6)$$

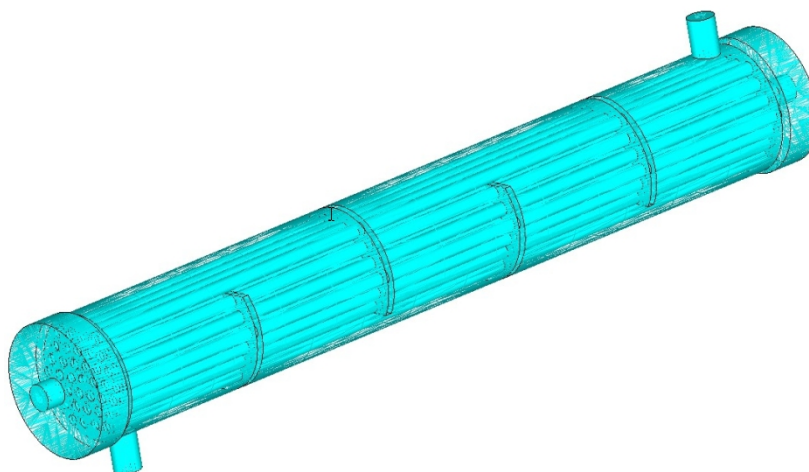
ahol S két terelőlemez közötti távolság, $\sum a$ a középsíkon értelmezett csövek által el nem foglalt rész mérete, gyakorlatban $D - n \cdot d$ szerint értelmezhető, ahol n a középsíkon lévő csövek számát jelöli. Látható, hogy fontos paraméter a köpenytér kialakításánál a csövek kiosztása, helyzete és a terelőlemezek nyitottsága. Ezen paraméterek vizsgálatával a vonatkozó irodalomban számos cikk foglalkozik [8][9][10][11][12][13][14].

A továbbiakban ismertetem az általunk végzett kutatásokat a cső körüli áramlások területén.

2.2. Hőátadási tényező vizsgálata csőköteges hőcserélők köpenyterében

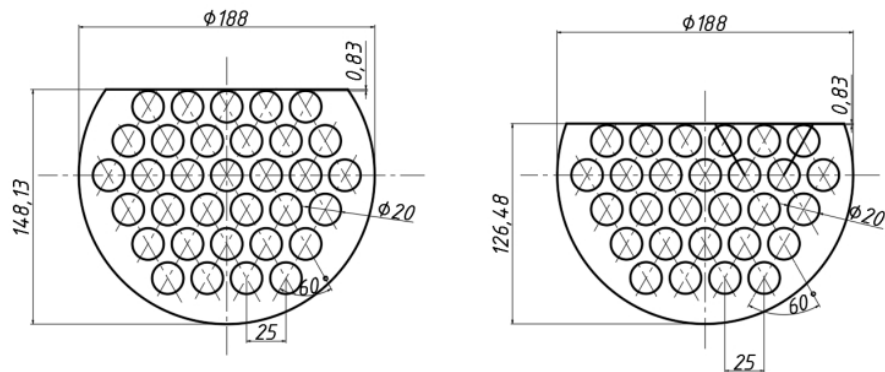
Az előző részben ismertetett eljárások alapján numerikus áramlástani szimulációkkal vizsgáltuk egy csőköteges hőcserélő köpenyterében kialakuló hőátadási viszonyokat, optimális megoldást kerestünk a hagyományos szegmenses terelőlemezek esetén. Az általunk vizsgált hőcserélő adatai a következő voltak:

Jellemző geometria	jele	értéke
köpeny belső átmérője	D	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



2.6. ábra. A numerikus áramlástani szimulációhoz alkalmazott geometria

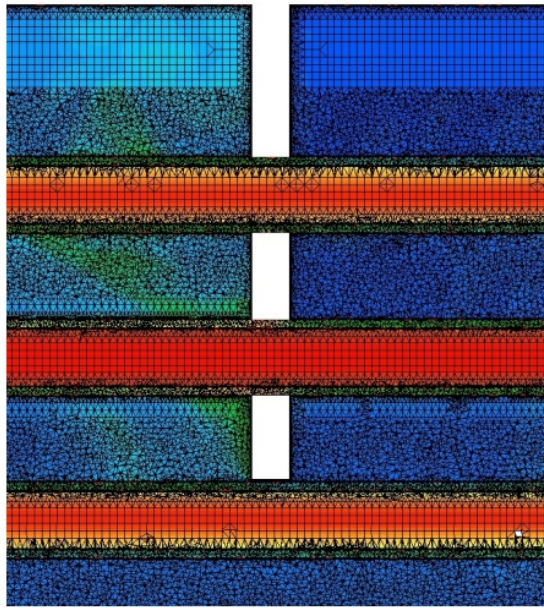
Az ábra alapján a köpenytéri ki- és belépő csatlakozások elhelyezkedése miatt csak páros számú terelőlemez kialakítás lehetséges. A terelőlemezek számának a hatását így 0-4-6 db esetén vizsgáltuk. A terelőlemezek esetén az alkalmazott nyitottság értékek: 20% és 30%. A terelőlemezekben lévő furatokat és a csövek kiosztását 2.7 ábra mutatja be. Az alábbiakban ismertetem a vizsgált eseteket.



2.7. ábra. Vizsgált terelőlemezek 20 és 30%-os esetben

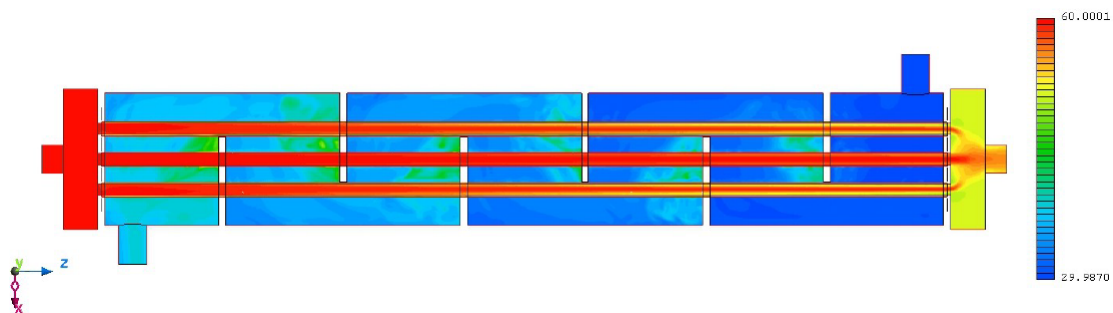
ID	terelőlemezek száma	távolsága, mm	kivágás mérete, %
1	0	1200	0
2	6	163	30
3	4	232	30
4	6	163	20
5	4	232	20

Az elemzések során a szimulációk célja az volt, hogy kimutassuk a terelőlemezek hatását a hőcserélő működésére úgy, hogy a többi paraméter változásától eltekintettünk. A beállítások során turbulenciamodellnek a $k - \epsilon$ modellt választottuk. A terelőlemezekeken található furatok kismértékben nagyobbak, mint a csövek külső átmérője (ezek okozzák a korábban említett csövek melletti szivárgást), azonban a szimuláció során ettől eltekintettünk. A terelőlemezek környezetében lévő háló kialakítását szemlélteti a 2.8 ábra. Az elemzések során az alkalmazott hálóméret minden esetben azonos volt. A hőcserélő csőterébe érkező közeg hőmérséklete 60°C volt, míg a köpenytéri belépő hőmérséklet 30°C , tömegáramok rendre 3 kg/s és 2 kg/s . Mindkét közeget víznek tekintettük. A szimulációkat SC/Tetra szoftverkörnyezetben végeztük el, a nyomáskorrekció a SIMPLEC eljárással volt figyelembe véve. Az áramlások során optimálási feltételnek a lehető legnagyobb átvihető hőmennyiséget tekintettük. A nyomásvesztiséget, mint szintén technológiai és üzemtani szempontból fontos paramétert nem vizsgáltuk. A 2.9 ábrából látható, hogy a terelőlemezek hatására egy S-alakú áramlási vonal alakul ki. A meleg közeg balról jobbra (csőtéri), a hideg közeg jobbról balra áramlik. A lokális hőátadási tényezők értékel közel arányos



2.8. ábra. Terelőlemezek közelében alkalmazott háló

lesz a kialakuló hőmérséklet is. Az ábrán kirajzolódik, hogy a kivágás részen (ablak) a közeg felgyorsul, intenzívebb lesz a hőátadás, majd a keresztáram esetén lelassul, csökken a hőátadási tényező értéke. Nagyon jól mutatja azon részeket, ahol a közeg áramlása közel zérus értékűre lassul, úgynevezett "dead zone"-ok jönnek létre, ez különösen veszélyes lehet lerakódásra, kristályosodásra hajlamos köpenytéri közegek esetén. A szimulált hőcserélőkben a jellemző sebességeket mutatja a 2.1 táblázat (v_k : keresztirányú sebesség, v_h : hosszirányú sebesség, v : jellemző sebesség).



2.9. ábra. ID4 eset hőmérsékleteloszlása

A táblázatból egyértelműen látható, hogy a terelőlemezek hatására a sebességek lényegesen nagyobbak mint a terelő nélküli (ID1) esetben. Az eredmények kiértékelésénél a kilépő keresztmetszetekben a hőmérsékletértékek átlagát vettük figyelembe, melyek segítségével hőtéljesítményt számítottunk. A szakirodalomra támaszkodó analitikus szá-

2.1. táblázat. Jellemző sebességek a vizsgált hőcserélőkben

ID	v_k , m/s	v_h , m/s	v , m/s
1	0,12	-	0,12
2	0,39	0,26	0,31
3	0,39	0,18	0,27
4	0,66	0,26	0,41
5	0,66	0,18	0,34

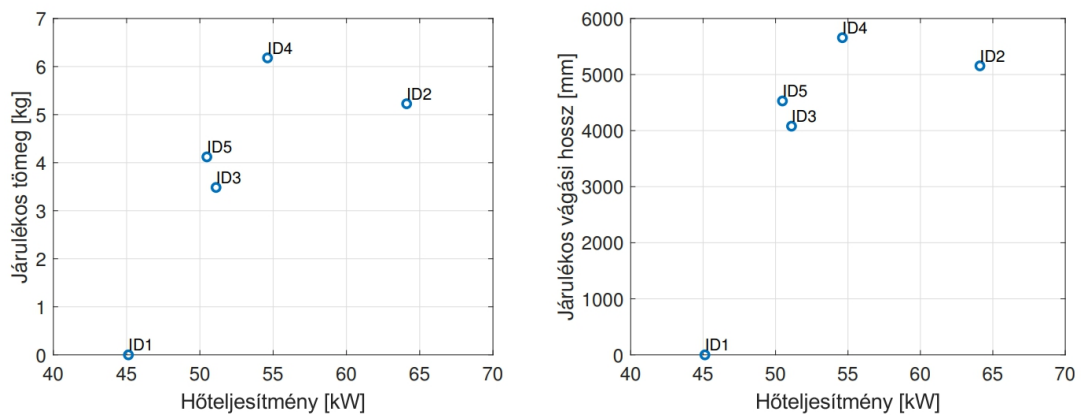
2.2. táblázat. Átadható hőmennyiségek különböző esetekben

ID	LMTD, °C	$Q_{analitikus}$, W	Q_{CFD} , W	eltérés, %
1	25,52	40993	45123	9,29
2	23,58	52270	64110	18,47
3	24,88	52566	51103	-2,84
4	24,52	57991	54616	-6,18
5	24,93	56418	50476	-11,7

mításokat a Donohue összefüggéssel (2.4) határoztuk meg. A 2.2 táblázatban látható kapott értékek alapján megállapítható, hogy a numerikus szimuláció és a Donohue-féle összefüggés alapján számolt hőtéljesítmény között átlagosan kb. 10%-os eltérés tapasztalható. A terelőlemezek nyitottsága, távolsága az optimálási folyamat során nem folytonos függvényként, hanem diszkrét értékeként vehető figyelembe. Ez a megállapítás általánosan elmondható hőcserélő szerkezetek optimálási feladatainál, hiszen mind a csőméreteket, mind a köpenyméreteket alapvetően célszerű a kereskedelmi forgalomban kapható méretek közül választani mert ellenkező esetben extrém magas gyártási költségekkel kell számolni.

A továbbiakban tanulmányoztuk, hogy a vizsgált esetek milyen költségvonzattal járnak. A költségszámításnál alapvetően a tömeget és a megmunkáláshoz szükséges vágási hosszakat vettük figyelembe. Feltételeztük, hogy a köpeny és egyéb szerkezeti elemek

költségei minden esetben megegyeznek, hiszen a geometria esetében csak a terelőlemezek változtak. A költség számítás eredményeit a 2.10 ábra mutatja. Kijelenthető, hogy nagyobb átmérők természetesen nagyobb anyagköltséget eredményeznek, a hosszabb berendezésekbe több terelőlemez szükséges, melyek szintén a beruházási költséget fogják növelni. Az eredményekből látható, hogy a vizsgált esetekben a legnagyobb átadható



2.10. ábra. Költségek különböző esetekben

hőmennyiség az ID4-el jelölt esetben adódik, míg költség szempontjából az ID3 eset lesz a legkedvezőbb.

Összegzésként elmondható, hogy a terelőlemezek alkalmazása jelentősen növeli az átadható hőmennyiséget, valamint a szakirodalomban található egyszerűsített eljárás átlagosan 10%-os hibával azonos eredményt ad, mint az alkalmazott numerikus eljárás, továbbá a költségoptimum és a hőtani optimum nem feltétlen esik egy esetre!

2.3. Hőátadási tényező vizsgálata reaktorok köpenyterében

A vegyipari és gyógyszeripari gyakorlatban számos helyen találkozni olyan kevert terű, duplikatúrával ellátott reaktorokkal, melyekben exoterm folyamatok játszódnak le és hűtést igényelnek. Hűtéshez a köpenytérben (melynek geometriai kialakítása nagyon eltérő lehet) hűtőfolyadékot, többségében hűtővizet áramoltatnak. A műszaki gyakorlatban a hőátadási tényező meghatározása az esetek nagy többségében méréseken alapuló kritériális egyenleteken alapul. A kritériális egyenletek általában hatványfüggvény alakúak, melyek az áramlás jellegének megfelelően a *Reynolds*, *Prandtl* és *Peclet* dimenziómentes hasonlósági kritériumoktól függenek. Ezen egyenletek nem direkt módon a hőátadási tényezőt szolgáltatják, hanem a hőátadásra jellemző *Nusselt*-szám meghatározására adnak összefüggést. Egy reaktorból az időegység alatt elvonható hő mennyisége számos paramétertől függ. A hűtési folyamat során kialakuló hőátvitel három részfolyamatra bontható:

- belső, reaktortéri hőátadás,
- hővezetés a reaktor falán keresztül,
- külső, köpenyoldali hőátadás.

E három hőátadási folyamat összessége határozza meg az elvonható hőmennyiséget. A vizsgálataink során a reaktor belsejében egy időben állandó mennyiségű reakcióhő képződését feltételeztünk tökéletes kevertség mellett, aminek következtében a munkatéri közeget állandó hőmérsékletűnek tekintettük, valamint a belső hőátadási tényező értékét szintén állandó értékűnek tételeztük fel. A *Nusselt*-szám általános alakban az alábbi módon írható fel:

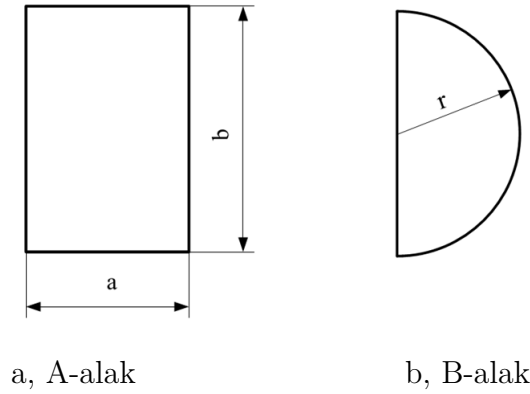
$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda} \quad (2.7)$$

A (2.7) egyenletben szereplő l az adott hőátadási folyamatra jellemző geometriai méretet jelöli.

Általánosságban elmondható, hogy turbulens jellegű áramlások során ($Re > 10000$) a *Nusselt*-szám felírható a *Re*-szám és a *Pr*-szám hatványfüggvényeként. A köpenyoldali *Nusselt*-szám (Nu) az alábbi alakban határozható meg:

$$Nu = A \cdot Re^b \cdot Pr^c. \quad (2.8)$$

Venczel és társai [15] mérések segítségével adták meg egy reaktor köpenyterében a Nuszám meghatározására szolgáló kritériális egyenletet, mely regressziós függvény alkalmazásával a (2.8) egyenletben található állandók értékei $A=0,21$, $b=0,633$, $c=0,326$. A szerzők egy négyzet keresztmetszetű csatornát vizsgáltak (lásd 2.11. a ábra), ahol $a=375\text{mm}$, $b=75\text{mm}$ volt. A hőátadási tényező numerikus hőtani szimulációjához elő kell állítani



2.11. ábra. Vizsgált áramlási csatornák

a geometriát, amely térben a hőátadási folyamatot vizsgálni kívánjuk. A hálókészítés során strukturálatlan hálót alkalmaztunk. Turbulens áramlások esetében figyelembe kell venni, hogy a fal közvetlen környezetében (határréteg) a sebességprofil faltörvényekkel közelítjük. Az SC/Tetra szoftverben alkalmazott faltörvények:

$$\begin{aligned} 30 < y^+ < 1000 & : \frac{u}{u^*} = \frac{1}{\kappa} \ln \frac{u^* y}{\nu} + A \\ y^+ < 5 & : \frac{u}{u^*} = \frac{u^* y}{\nu} \end{aligned} \quad (2.9)$$

A hőátadási tényező numerikus szimulációja során az áramló közeget (hűtővíz) összenyomhatatlannak tekintettük. Az áramlás turbulens jellege miatt ($Re > 10000$) egy turbulencia modell választása vált szükségessé. Az elsődleges vizsgálatokhoz a standard $k - \epsilon$ modellt alkalmaztuk. A diszkretizálás után szükséges volt megoldani a kontinuitási, az impulzus- és energiamegmaradási egyenletet. Az SC/Tetra a kialakuló fajlagos hőáramból származtatja a hőátadási tényező értékét. Turbulens hőátadás során a számítási összefüggés a következő:

$$q = -\frac{\rho c_p u^*}{T^+} (T - T_w) A, \quad (2.10)$$

ahol:

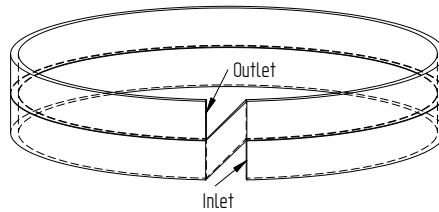
$$T^+ = \frac{Pr t}{\kappa} \ln(E y^+) + A(Pr, Pr t), \quad (2.11)$$

valamint

$$A(Pr, Prt) = 9,24Prt \left(\frac{Pr}{Prt} - 1 \right) \left(\frac{Pr}{Prt} \right)^{0,25}. \quad (2.12)$$

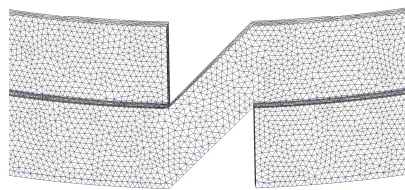
A turbulens *Prandtl*-szám az SC/Tetra esetén $Prt = 0,9$.

A numerikus szimuláció során a 2.11. ábrán látható alakokat elemeztük. Az áramlástan vizsgálatok során mindkét geometria esetén a 2.12-es ábrán *Inlet*-el jelölt felületére egy sebességértéket írtam elő, melyekből az áramlásra jellemző *Re*-szám meghatározható. Az *Outlet* felület peremfeltétele a $p = 0$ bar_g, azaz környezeti nyomás. A hőtechnikai számításokhoz szükséges peremfeltételek esetén a belső felület állandó hőmérsékletű ($t = 63^\circ\text{C}$), hiszen a tökéletesen kevert belső térben keletkező hőmennyiség a köpenyen keresztül elvonásra kerül. A köpeny külső felületére harmadfajú peremfeltételt alkalmaztunk, ahol a környezetet 20°C -nak tételeztem fel, a környezet és a köpeny közötti hőátadási tényező értékét $20 \text{ W/m}^2/\text{K}$ vettem fel. A hálózás során nem strukturált, 3D-s elemekből felépített



2.12. ábra. A vizsgált áramlási keresztmetszetek

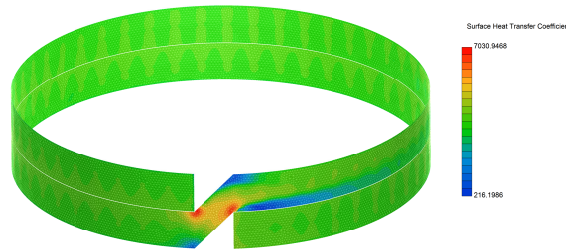
hálót használtunk. A szilárd-folyadék fázishatárok esetében három rétegű strukturált háló segítségével határozható meg a határréteg sebességprofilja. A megoldásban feltüntetett eredmények hálófüggetlen megoldások.



2.13. ábra. Alkalmazott háló

A numerikus szimuláció eredményét a 2.3-es táblázatban foglaltam össze, melyek az áramlási keresztmetszetek belső, reaktortérrel érintkező felületére vonatkozó belső hőátadási tényező értékeit mutatják. A lokális hőátadási tényező (lásd 2.14-es ábra) felületre vonatkozó skaláintegrálijával származtatható a felületre. Jól látható, a 2.14-es ábrából,

hogy a pangó folyadékrészekben nagymértékben leromlik a hőátadás, amely kihatással van a globális hőátadási tényező értékére is.



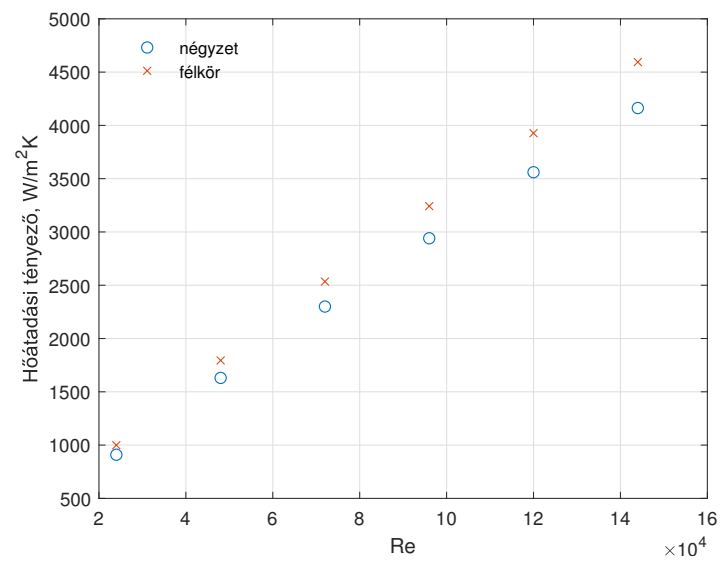
2.14. ábra. Lokális hőátadási tényező A-alak esetén

2.3. táblázat. Számított Nu -számok a Re függvényében

$v, m/s$	Re	Nu_c	$\alpha_k, W/m^2K$	$\alpha_{k(CFD)}, W/m^2K$
0,2	24000	233,21	1185,47	909,7
0,4	48000	361,65	1838,41	1630,36
0,6	72000	467,48	2376,33	2300,04
0,8	96000	560,85	2850,98	2940,75
1	120000	645,94	3283,50	3560,4
1,2	144000	724,95	3685,18	4162,63

A numerikus áramlástani szimulációk során összehasonlítottuk, hogy milyen hőátadási tényezők adódnak a vizsgált A és B alak esetében. Az eredményeket a 2.15 ábrán ismertetem. Minden vizsgált sebesség esetében a lokális hőátadási tényezők hőátadási felületre vett integráljából az adódik, hogy a B esetben kedvezőbb hőátvitel valósítható meg. Egy klasszikus duplikatúrával ellátott esetben a B alak nem kivitelezhető. Ezen alak klasszikusan a készülék külső felületére felhegesztett félcső-kialakítású csőkígyó alkalmazásával valósítható meg. Annak a vizsgálata, hogy a két eljárás között milyen költségelemek állnak, nem tartozott a kutatási célkitűzéseink közé, azonban a későbbiekben ennek vizsgálata célszerű lenne.

Összességében megállapítható, hogy az SC/Tetra-val végzett numerikus áramlástani szimuláció megbízhatóan és költséghatékonyan alkalmazható csatornában kialakuló hőátadási tényező meghatározására. Az elvégzett számí-



2.15. ábra. CFD eredmények különböző áramlási csatornák esetén

tások kimutatták, hogy a B-alakú csatorna hőtani szempontból kedvezőbb, mert nagyobb hőátadási tényező alakul ki, valamint az egységnyi hosszúságra vonatkoztatott csőhossz esetében a kialakuló nyomásveszteség is kedvezőbb.

3. fejezet

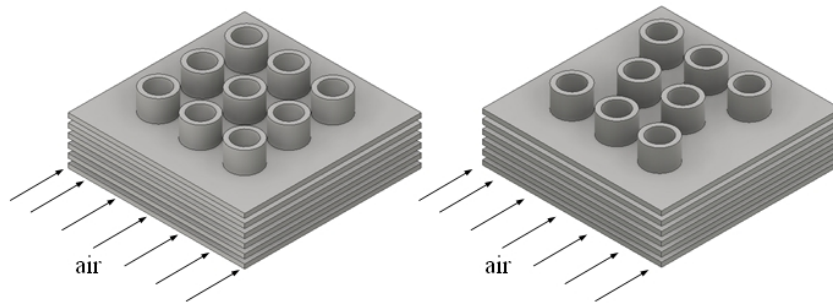
Hőátadás vizsgálata növelt felületű csöves hőcserélőkben

3.1. Előzmények

Hőátvitel során az átadható hőmennyiség a hajtóerőtől, a hőátadó felülettől és a hőátviteli tényezőtől függ. Nagyon sok esetben, ahol a hőátadásban résztvevő közegek közül az egyik gáz halmazállapotú, a folyamatra jellemző egyik hőátadási tényező a másikhoz képest nagyon kicsi, emiatt az ezekből meghatározott hőátviteli tényező is alacsony lesz. A kis értékű hőátviteli tényező csekély mennyiségű hő átadását eredményezi. Ilyen esetekben célszerű a hőátadó felület növelése, mely segítségével intenzifikálható az átadható hőmennyiség. A műszaki gyakorlatban általában bordázott (finned tube) vagy lemezbordás csöveket (plate and fin) alkalmaznak.

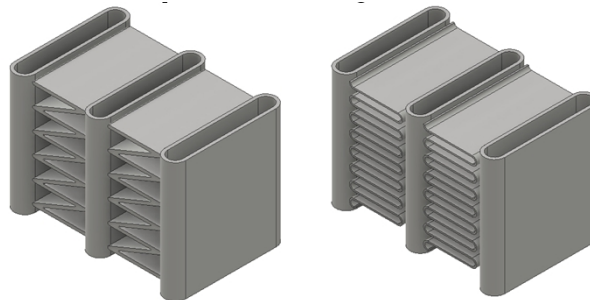
Az ilyen típusú hőcserélőket elterjedten használják léghűtő rendszerekben, autóiparban és természetesen akár háztartásokban. Risberg [16] és Awbi [17] a konvektív hőátadási tényező értékét elemezték, háztartásokban alkalmazott radiátorok esetében. Olet és társai [18] autóban használatos radiátorokat vizsgált melyek a motor hűtését valósítják meg. A bordák anyagminősége jelentős hatással van a hőátadásra. Többek között ezt is tanulmányozta Mussat és Helerea [19], akik kombinálták az előző eseteket az utasfűtő radiátor elemzése során. Az ilyen típusú hőcserélők szintén megjelennek kondenzációs és forraló rendszerekben (Qui és társai [20], Chen és társai [21]). A legutóbbi publikációk nem hagyományos rendszerű bordákat alkalmaznak, hanem ún. mikrobordákat [22] vagy pikkelyes, uszonymintázatú típusokat [23]. Az ilyen típusú módosítások jelentősen növelték

a hőátadó felületet. Autóhűtő radiátorok esetében a hőátadó felület kritikus, hiszen alulméretezett esetben a robbanómotor tönkremenetelét okozhatja, még nagyobb problémát okozhat elektromos autóknál az akkumulátor cellák nem megfelelő hűtése. Számos publikáció vizsgálta a különböző típusú csőelrendezéseket (3.1 ábra). Markovicz és társai [24] valamint Jang és társai [25] 3D modellekkel vizsgálták a lemezbordás csöves hőcserélőket soros és eltolt esetekben. Kísérleti méréseket és szimulációkat készítettek és kimutatták, hogy az eltolt kivitel hőtanilag lényegesen kedvezőbb, mert kisebb recirkulációs zónák alakulnak ki a csövek mögött, míg soros elrendezésben holt részek jelennek meg, emiatt nagyobb nyomáskülönbség adódik ilyen esetekben.



3.1. ábra. Csőelrendezések - soros, eltolt elrendezés

Az ilyen jellegű hőcserélők másik típusa a rácsos kialakítás (louvered fin), ahol a bordák a csövek között helyezkednek el. A csőoldali áramlási csatorna gyakran nem kör, hanem ellipszis alakú. Cheng és társai [26], Achaichia és társai [27] valamint Jin Sheng és társai [28] vizsgálták az ilyen jellegű hőcserélőket (3.2 ábra). Ezekben a publikációkban



3.2. ábra. Rácsos kialakítású hőcserélők

számos ilyen rácsos kialakítású hőcserélőt tanulmányoztak a mérésen alapuló regressziós analízissel. Megállapították, hogy nincs általánosan elfogadott empirikus összefüggés, de meghatározott geometriákra kísérleti úton lehetséges összefüggéseket készíteni. Az

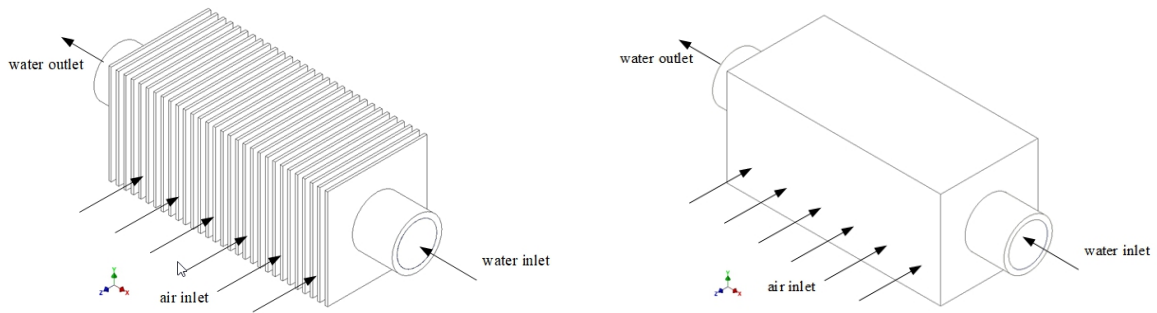
alak, a méret, a bordák állása nagyon szerteágazó lehet az ipari alkalmazások során. Átfogó tanulmányok ismertetik ezeket a lehetséges eseteket. Basavarajappa és társai [29], Bhuiyan és Islam [30] általános áttekintést adtak az ilyen típusú hőcserélőkről. Pongsoi és társai [31] spirál alakú bordázott csöveket elemezte hőátadás szempontjából, Unger és társai [32] ovális alakú csöveket alkalmazott. Szintén az ő nevéhez fűződik egy kísérleti elemzés [33] ahol kimutatta, hogy a bordák és a légáram között bezárt szög minél nagyobb, annál nagyobb Nusselt-szám érhető el, továbbá a bordák közötti távolság szintén növeli a hőátadási tényező értékét. Egy korszerű megközelítési módot alkalmaztak Peng [34], Syuhada és társa [35] valamint Wang és társai [36]. Eredményeik azt mutatták, hogy a kapott hőátadási tényező értéke nem feltétlenül növekszik a bordaközök távolságának csökkentésével. Gyártási és szerelési szempontok is szerepet játszhatnak a bordatípusok kiválasztásában. Bhale és társai [37] H-típusú bordák esetén alapanyag csökkentési és felület növelési lehetőségeket hasonlítottak össze CFD analízis felhasználásával.

Látható, hogy ezen terület manapság is egy meglehetősen aktívan kutatott terület, köszönhetően annak, hogy egyre több esetben kerülünk szembe olyan feladattal, ahol az egyik közeg gáz halmazállapotú, míg a másik közeg folyadék állapotú. A továbbiakban szeretném röviden ismertetni az ilyen jellegű hőátvitellel kapcsolatos kutatásinkat, eredményeinket.

3.2. Bordázott csöves hőcserélők vizsgálata

Bordázott csövek vizsgálatánál szimulációs, kísérleti és elméleti vizsgálatokat végeztünk el. Szimulációs vizsgálatok során egy bordázott cső körüli áramlást elemeztük egyrészt egy valós, bordázott cső segítségével, második esetben a bordázott részt porózus közegnek tekintettük. A célunk az volt, hogy megállapítsuk, lehet-e kimutatni számottevő különbséget a két szimulációs mód között. A bordázott cső numerikus áramlástani szimulációjához használt háló meglehetősen nagy méretű volt, tekintettel a bordák közötti nagyon kis méretű térfogatokra. A porózus közeg alkalmazásával a hálóméretet, valamint a szimulációs futtatási időt kívántuk csökkenteni. A vizsgált cső belső átmérője 8mm, külső átmérője 10 mm, a bordák mérete 20x20mm-es négyzet alakú. A porózus modell esetén a porózus térrész mérete 20x20mm-es. Az alkalmazott modelleket mutatja a 3.3 ábra.

A számítások során alkalmazott geometriai adatokat a 3.1 táblázatban foglaltam össze.



3.3. ábra. Bordázott cső és porózus cső modell

A szimulációk során a cső körül áramló levegő anyagi jellemzőit 20°C-on vettük figyelembe,

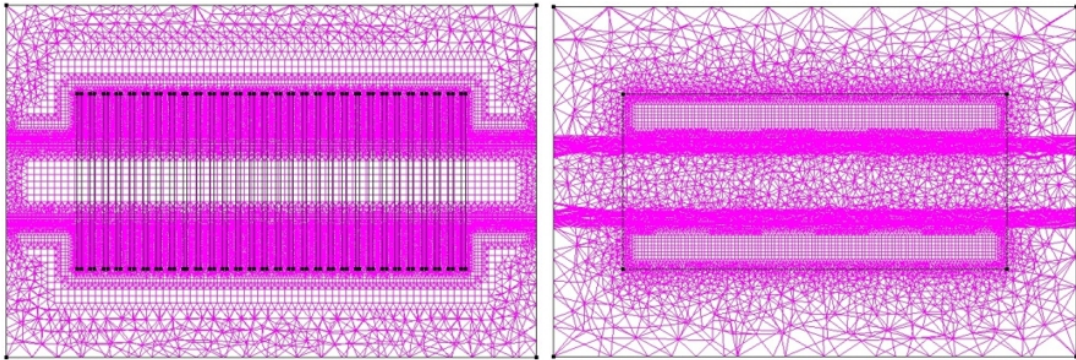
3.1. táblázat. A vizsgált bordázott cső geometriai adatai

Geometria	Jel	Érték
Borda szélessége	W	20 mm
Borda magassága	H	20 mm
Borda vastagsága	t	0,5 mm
Bordák között távolság	s	1 mm
Cső külső átmérője	D_o	10 mm
Cső belső átmérője	D_i	8 mm
bordák száma	n_b	30
Cső hossza	L	60 mm
Teljes hőátadó felület	A_{total}	0.01049 m^2
Cső hőátadó felület	A_{tube}	0.0011 m^2

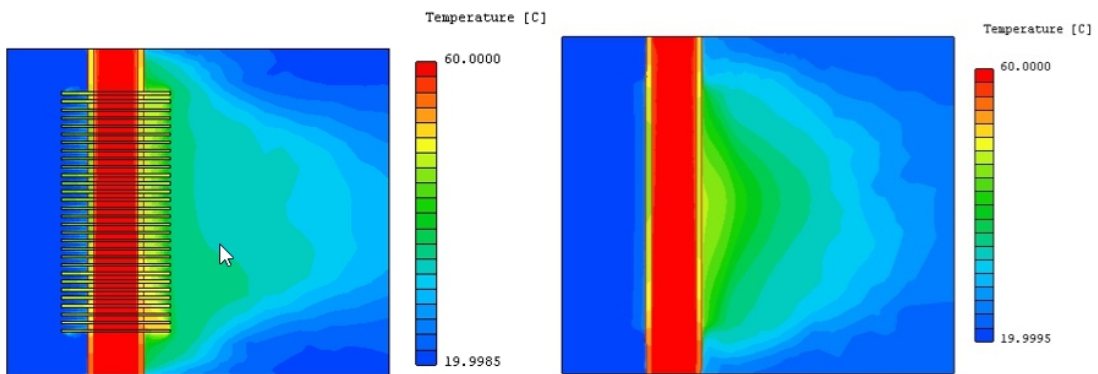
az áramlás sebessége 8 m/s, a gravitáció $-y$ irányú volt. A hőcserélőt egy téglalap alakú térfogattal vettük körül, hogy a légáramlást, illetve a levegő közeg felmelegedését lehessen vizsgálni. A csőoldali közeget víznek tekintettük, melynek áramlási sebessége 0,2 m/s, iránya $-x$. Mindkét kilépési pontban a nyomás értékét 0 Pa-nak (túlnyomásban) vettük fel. Mindkét belépésnél 10%-os turbulenciát vettünk figyelembe, $k-\epsilon$ turbulenciamodellt alkalmaztunk, a nyomáskorrekcióra a SIMPLEC eljárást vettünk figyelembe.

A CFD vizsgálatokat először a bordázott csőre végeztük el. A háló kialakításánál a szilárd-fluidum átmeneteknél prizmatikus elemeket definiáltunk, melynek vastagsága

10^{-4}m , így ezen kis geometria esetén 9,8 millió elem adódott. A szimulációs idő megközelítőleg 2 órát vett igénybe. A kontrolltérfogatból kilépő átlagos levegő hőmérséklet $23,08^\circ\text{C}$, míg a vízoldal 60°C -ról $57,8^\circ\text{C}$ -ra hűlt. A porózus térrész alkalmazásával az elemszámot kívántuk lecsökkenteni, így 1,4 millió elemszámú hálót alkalmaztunk, a szimulációhoz szükséges idő 35 percre csökkent. Mindkét esetben alkalmazott hálót és az eredményeket a következő ábrákon mutatom be (3.4, 3.5 ábrák).



3.4. ábra. Alkalmazott háló bordázott cső és porózus közeg esetén



3.5. ábra. Kapott hőmérsékleteloszlás cső és porózus közeg esetén

A porózus közeggel számolt esetben a levegő átlagos kilépési hőmérséklete $22,33^\circ\text{C}$, a víze $58,18^\circ\text{C}$. A különbség a valós bordákat tartalmazó modellhez képest 3,3% a levegőoldalon és 0,34% a folyadékoldalon, mely véleményem szerint az elfogadható hibatarományba esik. Természetesen végeztünk hálófüggetlenségi vizsgálatot a porózus közeg esetében. Az elemszámot 8,3 millióra módosítottuk, így a levegő kilépési hőmérséklet $22,74^\circ\text{C}$ -ra, míg a folyadékoldali kilépő hőmérséklet 58°C -ra módosult. Ezek az eredmények jobban közelítenek a bordát tartalmazó modellhez, azonban a számítási idő közel 5 órára növekedett.

Összehasonlítottuk a szimulációval kapott eredményeket a szakirodalomban található elméleti összefüggésekkel. A cső belsejében történő áramlásra a

$$Nu = 0,0008 \cdot Re^{0,9} \cdot Pr^{0,43} \quad (3.1)$$

összefüggést használtuk. A kapott hőátadási tényező $\alpha = 1560 \text{ W/m}^2\text{K}$ értékű lett. A levegőoldali számításnál a Cengel-féle [38] elméletet alkalmaztuk. A Nu számításához használt összefüggés:

$$Nu = 0,228 \cdot Re^{0,731} \cdot Pr^{0,33}. \quad (3.2)$$

A kapott hőátadási tényező értéke $201,79 \text{ W/m}^2\text{K}$. A folyamatra jellemző teljes hőátvitel tényező $90,1 \text{ W/m}^2\text{K}$ -re adódott.

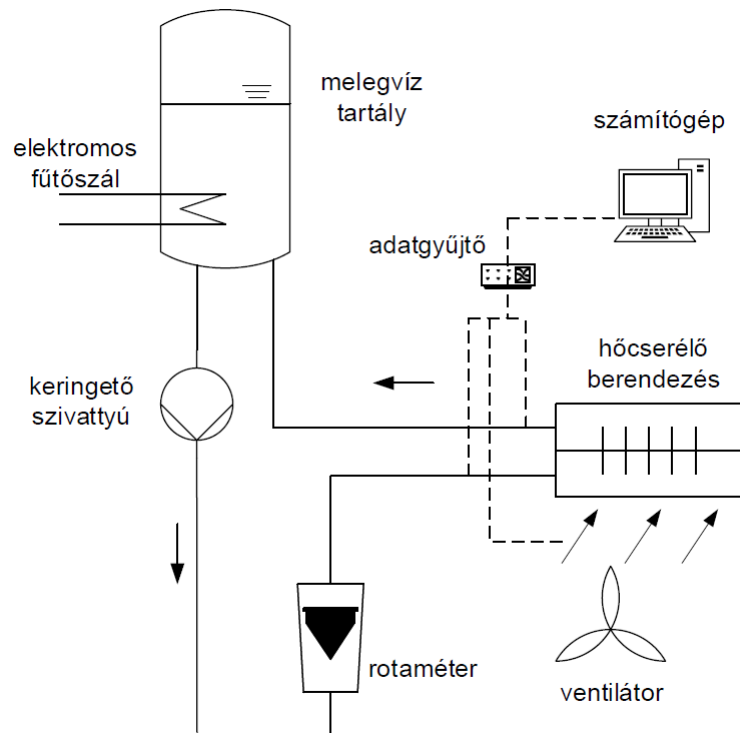
A szakirodalomban található összefüggésekkel a vizsgált bordázott cső teljesítménye 35 W -ra adódik. Ezzel szemben a numerikus számítási eljárásokkal kapott hőteljesítményeket a 3.2 táblázat tartalmazza.

3.2. táblázat. Numerikus szimuláció eredményei

Bordázott cső modell	Porózus modell	Porózus, finom hálós modell
83,61 W	75,33 W	82,78 W

Látható, hogy a szakirodalmi összefüggésekkel számolt hőteljesítmény nagymértékben eltér a numerikus szimulációk által adott eredményektől, ezért a továbbiakban a bordázott csöveket kísérleti úton is próbáltuk vizsgálni, hogy magyarázatot találjunk a nagymértékű különbségre.

A bordázott csövek kísérleti vizsgálatára egy mérőkört hoztunk létre. A mérőkör vázlata az 3.6 ábrán látható. A mérés során egy elektromosan fűtött tartályból szivattyú segítségével áramoltattuk a felmelegített közeget a bordás csöves hőcserélőbe. A hőcserélőből visszatérő ágot visszaáramoltattuk a melegvíz tartályba. A meleg víz tömegáramát rotaméteren keresztül mértük. A tömegáram szabályozására is lehetőség volt, egy bypass ág alkalmazásával. A hőcserélő berendezés ki- és belépési pontjában K típusú hőelemmel mértük a hőmérsékleteket, melyet egy Quantum X mérő-adatgyűjtőbe vezettünk. A hőmérsékletmérés mintavételi sebessége 1 Hz volt. A hőcserélő berendezést egy légcsatornába helyeztük, melyben frekvenciaváltó segítségével változtattuk a légsebességet és mértük a levegő belépési hőmérsékletét. A vizsgált hőcserélő geometriáját a 3.7 ábra ismerteti.



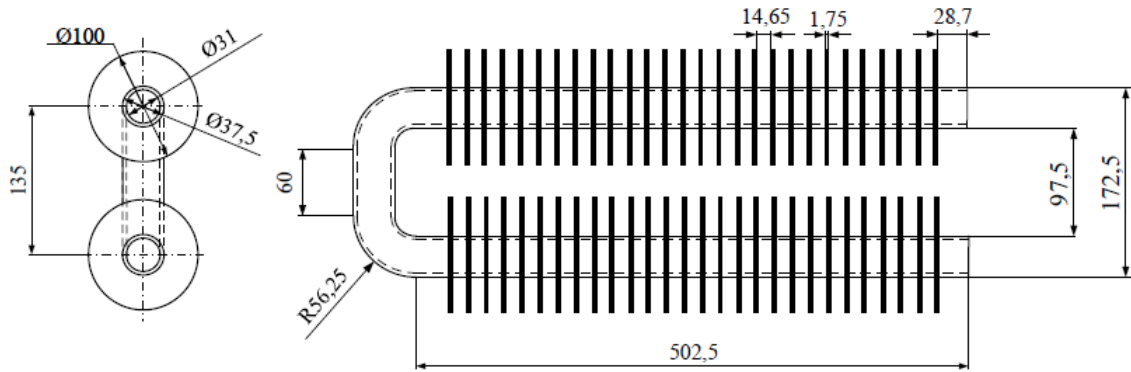
3.6. ábra. Mérőkör kialakítása bordázott csövek vizsgálatához

A hőcserélő cső szénacélból készült, melynek hővezetési tényezője $\lambda = 57 \text{ W/mK}$. A belső átmérője $d_i=31\text{mm}$, külső átmérője $d_o = 37,5\text{mm}$, a cső hossza $L=502,5 \text{ mm}$. A bordák vastagsága $\delta =1,75 \text{ mm}$, a borda külső átmérője $D=100 \text{ mm}$, a bordák közötti távolság $l_f=14,65 \text{ mm}$. A hőcserélő szerkezet felületeit az 3.3 táblázatban foglaltam össze. A hőcserélő szerkezetet három különböző pozícióban helyeztük el a légszatórnában:

3.3. táblázat. Hőátadó felületek

Jellemző	Jel	Érték
a csövek belső felülete	A_i	$115193,1 \text{ mm}^2$
egy cső külső felülete bordák nélkül	A_{t0}	$59199,38 \text{ mm}^2$
az összes külső felület bordák nélkül	A_0	$118398,8 \text{ mm}^2$
a bordák felülete	A_f	$755945,1 \text{ mm}^2$
teljes hőátadó felület	A	$913993,8 \text{ mm}^2$

- **Pozíció A:** a hőcserélő vízszintesen volt beépítve úgy, hogy a levegő belépés meg-



3.7. ábra. Vizsgált bordás hajtűcső

egyezett a víz belépési oldalával

- **Pozíció B:** a hőcserélő vízszintesen volt beépítve úgy, hogy a levegő belépés a víz kilépési oldalával egyezett meg
- **Pozíció C:** függőlegesen elhelyezett hőcserélő, a víz belépés az alsó ágon volt.

Elméletileg mindhárom pozíció keresztáramú kapcsolásnak számít, azonban a kapcsolat jellegéből adódóan az A pozíciót egy kvázi-ellenáramnak, a B pozíciót kvázi-egyenáramnak, a C elrendezést tiszta keresztáramnak tekintjük. A mérések eredményeit a 3.4, 3.5 és 3.6 táblázatokban ismertetem. A táblázatokban az $s_{T_{in}}$ jellel a mért adatok szórását jelöl-

3.4. táblázat. Mérési eredmények az A elrendezés esetén.

	ID1	ID2	ID3	ID4	ID5	ID6	ID7	ID8
$\dot{V}_{v\acute{e}z}$, l/h	200	200	300	300	400	400	450	450
$v_{leveg\ddot{o}}$, m/s	8	10	8	10	8	10	8	10
T_{in} , °C	57,19	57,12	57,15	57,08	57,09	57,05	57,07	57,04
$s_{T_{in}}$, °C	0,023	0,026	0,022	0,023	0,025	0,027	0,024	0,019
T_{out} , °C	53,07	52,81	54,24	54,08	54,89	54,75	55,14	55,01
$s_{T_{out}}$, °C	0,034	0,026	0,021	0,018	0,024	0,019	0,022	0,018
ΔT , °C	4,12	4,32	2,91	3,00	2,20	2,30	1,93	2,04
$s_{\Delta T}$, °C	0,032	0,017	0,0120	0,020	0,024	0,020	0,027	0,013

3.5. táblázat. Mérési eredmények a B elrendezés esetén.

	ID11	ID12	ID13	ID14	ID15	ID16	ID17	ID18
$\dot{V}_{v\acute{I}z}$, l/h	200	200	300	300	400	400	450	450
$v_{leveg\ddot{o}}$, m/s	8	10	8	10	8	10	8	10
T_{in} , °C	57,01	56,83	56,69	56,74	56,86	56,93	57,09	57,17
$s_{T_{in}}$, °C	0,028	0,106	0,028	0,019	0,034	0,032	0,047	0,025
T_{ki} , °C	53,37	53,13	54,10	54,04	54,89	54,86	55,33	55,31
$s_{T_{ki}}$, °C	0,106	0,031	0,031	0,017	0,029	0,031	0,045	0,026
ΔT , °C	3,64	3,70	2,59	2,70	1,96	2,07	1,77	1,86
$s_{\Delta T}$, °C	0,118	0,092	0,016	0,012	0,018	0,019	0,043	0,022

3.6. táblázat. Mérési eredmények a C elrendezés esetén.

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

tük. Elvégeztük az A elrendezésű hőcserélő numerikus áramlástani szimulációját Ansys környezetben. Ehhez első lépésben természetesen elkészítettük a vizsgálandó berendezés 3D modelljét. A modell három különböző térfogatot tartalmazott: a bordákat a csövön, a csövet, a csöveket és bordákat körülvevő légtérrel. A légtér és a folyadéktér folyadék elemként volt definiálva, míg a csövek és bordák természetesen szilárd térrésznek. Pe-

remfeltételnek a mérési eredményeket használtuk, a választott turbulenciamodell az SST volt. Elvégeztük a szimulációkat $k - \epsilon$ modellel is, azonban megközelítőleg 45%-al elérő eredményeket kaptunk a mérési eredményeihez képest. Az SST turbulenciamodellel kapott eredményeket a 3.7 táblázatban foglaltam össze. A bemutatott eredmények már a hálófüggetlenségi vizsgálatok utáni értékeket tartalmazzák. Az eredmények alapján

3.7. táblázat. Mérési és szimulációs eredmények összehasonlítása

ID	Mérés			Szimuláció		Különbség	
	$\dot{V}_{v\acute{I}z}$, l/h	v_{lev} , m/s	$T_{v\acute{I}z,in}$, °C	$\dot{Q}_m$, W	$\dot{Q}_{CFD}$, W	$\Delta\dot{Q}$, W	%
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%

megállapítható, hogy a numerikus áramlástan szimulációs eredmények 17-22%-al kisebb eredményt adnak, mint a mérési eredmények. Ennek oka az lehet, hogy a fizikai modellen a bordák nem tökéletesen merőlegesek voltak a cső középvonalára továbbá a bordák csőre történő felszerelésénél gyűrődtek. Ezek az eltérések fokozhatják a turbulenciát. Ennek a figyelembe vétele a szimuláció során nagymértékben megnövelte volna a számítási időt.

Az elméleti számításokhoz a VDI-Heat atlas (Verein Deutscher Ingenieure Warme-atlas) irodalmat használtuk fel. A bordák alkalmazása (ahogyan már korábban jeleztem) nem pusztán a hőátadó felületet növeli, hanem alacsonyabb hőátadási tényezőt is eredményez. A bordák gyakorlatilag egy áramlási ellenállást jelentenek, melyek nagyobb sebességet okoznak a bordák között, ami természetesen nagyobb hőátadási tényezőt is eredményeznek, azonban itt már nem csak a konvekciónak van szerepe. A bordákban létrejövő hővezetés hatására a bordák hőmérséklete csökken. Ezt a hatást egy hatékonysági tényezővel és egy módosított hőátadási tényezővel lehetséges figyelembe venni. A

módosított hőátadási tényező az alábbiak szerint számolható:

$$\alpha_v = \alpha_m \left[1 - (1 - \eta_f) \frac{A_f}{A} \right], \quad (3.3)$$

ahol α_m az elméleti hőátadási tényező bordák nélkül, η_f a hatékonyság, A_f egy borda hőátadó felülete, A a teljes hőátadó felület. Az elméleti hőátadási tényező meghatározása soros és eltolt esetben a szakirodalom szerint (VDI) meghatározható. Soros elrendezés esetén:

$$Nu = 0.22 \cdot Re^{0.6} \cdot \left(\frac{A}{A_{t0}} \right)^{-0.15} \cdot Pr^{0.33}, \quad (3.4)$$

eltolt elrendezés esetén:

$$Nu = 0.38 \cdot Re^{0.6} \cdot \left(\frac{A}{A_{t0}} \right)^{-0.15} \cdot Pr^{0.33}. \quad (3.5)$$

A hatékonysági szám nagymértékben függ a borda alakjától, esetünkben ez kör alakú volt. A hatékonyság meghatározásához két, geometriától függő paramétert szükséges definiálni:

$$\varphi = \left(\frac{D}{d_o} - 1 \right) \cdot \left[1 + 0.35 \cdot \ln \left(\frac{D}{d_o} \right) \right], \quad (3.6)$$

$$X = \varphi \cdot \frac{d_o}{2} \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_m}{\lambda_f \cdot \delta}}. \quad (3.7)$$

Ezek alapján a bordázatra vonatkozó hatékonyságot a 3.8 összefüggéssel adhatjuk meg:

$$\eta_f = \frac{\tanh X}{X}. \quad (3.8)$$

A bordázott csöves hőcserélőre vonatkozó hőátadási tényező az alábbiak szerint számolható:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_v} + \frac{A}{A_i} \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{d_o - d_i}{2 \cdot \lambda_t} \right). \quad (3.9)$$

A 3.8 táblázatból látható, hogy a szakirodalomban található összefüggésekkel kapott eredmények messze elmaradnak a mért eredményektől. Emiatt egy másik módszerrel a Schmidt [39] eljárást is alkalmaztuk a vizsgált hőcserélőnkre. Az elmélet szerint a Nusselt szám:

$$Nu_F = C_F \cdot Re_F^{0.625} \cdot Pr^{1/3}, \quad (3.10)$$

3.8. táblázat. Mért és számított eredmények összevetése

ID	Mért érték		Számított érték		Különbség	
	$\dot{Q}$, W	k , W/m ² K	$\dot{Q}$, W	k , W/m ² K	$\Delta\dot{Q}$, W	%
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

összefüggéssel határozható meg, ahol C_F 0.30 soros elrendezés és 0.45 eltolt elrendezés esetén. Alkalmazva az eredeti együtthatókkal, az eredmények maximális eltérése 13% volt. A mérési adatokra alapozva, regressziós eljárással meghatároztunk egy olyan összefüggést, ahol a mért és a számított eredmények közötti különbség nem több, mint 5%. A javasolt Nu-szám összefüggés:

$$Nu = 29,5956 \cdot Re_F^{0.2371} \cdot Pr^{1/3}, \quad (3.11)$$

ebben az esetben a mért és a számított eredmények közötti eltérést a 3.9 táblázat tartalmazza.

Numerikus áramlástan szimulációkat, méréseket valamint szakirodalomra támaszkodó számításokat elvégezve megállapítható, hogy a szakirodalomban szereplő összefüggések alulbecsülik az általunk vizsgált bordázott csöves hőcserélők hőtéljesítményét. Mérési és szimulációs módszereket dolgoztunk ki bordás csöves hőcserélők hőátvitelének számítására.

3.9. táblázat. Mért és számított eredmények a módosított Nu szám esetén.

ID	Mért érték		Számított érték		Különbség	
	$\dot{Q}$, W	k , W/m ² K	$\dot{Q}$, W	k , W/m ² K	$\Delta\dot{Q}$, W	%
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

4. fejezet

Kapart falú hőcserélőkkel kapcsolatos kutatások

4.1. Előzmények

A vizsgált vízszintes kialakítású kapart falú hőcserélők szintén a rekuperatív hőcserélők közé sorolhatóak. Különleges konstrukciók, mert a hőcserélő berendezésben egy forgó elem található, ami folyamatosan biztosítja a belső felületről bekeverni a főtömegbe az anyagot. Alkalmazási területe leginkább az élelmiszeriparban elterjedt, ahol nagy viszkozitású, adott esetben nem-Newtoni folyadékokkal kell hőt közölni. A megjelent cikkek a hőátadási tényezők meghatározásával, kristályosodási folyamatokkal, tartózkodási időikkel, szükséges keverési teljesítménnyel, valamint áramlástani kérdésekkel foglalkoztak. Az utóbbi években a publikációkban előtérbe kerültek a kaparókések éleinél kialakuló feszültségek vizsgálata, a kristályok eloszlása valamint a holt terek vizsgálata. A kapart falú hőcserélők alapvetően négy részből állnak:

- külső köpeny,
- hőcserélő cső,
- kaparókések,
- tengely.

A külső köpeny általában hengeres kialakítású, többnyire korrózióálló acélból készül. A hőcserélő cső esetén fontos paraméter, hogy jó hővezető anyagból készüljön, a belső kaparókésekkel érintkező felülete pedig kopásálló bevonattal rendelkezzen. A kaparókések

mereven vannak rögzítve a forgó tengelyhez, anyagukat tekintve többnyire korrózióálló acélból készülnek, valamint úgy kell a tengelyhez rögzítését kialakítani, hogy könnyen cserélhetőek legyenek. Az alkalmazott tengely átmérője hatással van a kialakuló axiális áramlási sebességre és a tartózkodási időre. Nagyon fontos a kaparókés geometriájának kialakítása, mert hatással lehet a hővezetési közeg minőségére.

Általánosságban elmondható, hogy a kapartfalú hőcserélők esetén a belső (kapart oldali) hőátadási tényező meghatározása az alábbi összefüggéssel írható le:

$$Nu = f(Re, Pr, \phi, D/d, L/D, \dots) \quad (4.1)$$

ahol a D/d , L , D a hőcserélő jellemző geometriai méretei. Az első vizsgálatok Huggins [40] nevéhez fűződnek aki kaparókéseket alkalmazott a hőcserélőben a hőátvitel intenzifikálására, kis viszkozitású folyadékok esetén nem volt jelentős a hatása, azonban nagy viszkozitású esetén viszont igen. Lattinen [41] egy elméleti módszert dolgozott a belső hőátadási tényező meghatározására. Az ő javaslata a Nusselt számra:

$$Nu = \left(\frac{2}{\pi^{0,5}} \right) (Re_{rot} \cdot Pr \cdot Z)^{0,5}, \quad (4.2)$$

ahol Re_{rot} a forgómozgásra vonatkozó Reynolds-szám, Z a lapátok száma. Harriott [42] felhasználva a 4.2 összefüggést jó egyezést kapott alacsony és közepes viszkozitású közegek vizsgálata során. Skelland [43] javasolt egy másik összefüggést a Nusselt szám meghatározására arra az esetre, ha kristályosodás történik a hőcserélő belsejében:

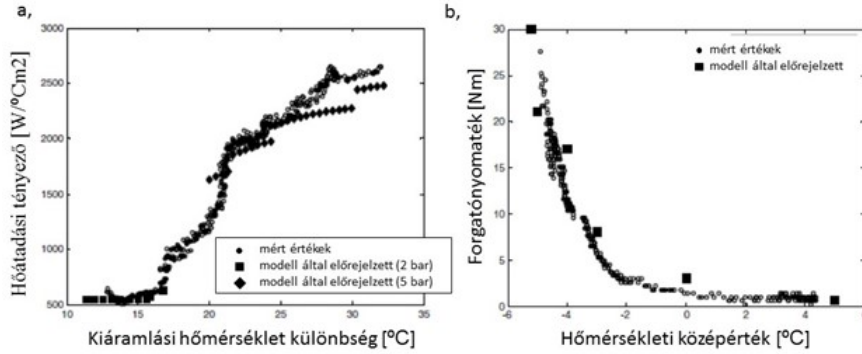
$$Nu = 4,9 \cdot \left(\frac{D \cdot v \cdot \rho}{\eta} \right) Pr^{0,47} \left(\frac{D \cdot N}{v} \right) \left(\frac{D}{L} \right)^{0,37}, \quad (4.3)$$

ahol N a fordulatszám, v a közeg átlagos axiális sebessége. Weisser [44] munkájában rámutatott arra, hogy az áramlás során nyíróerők és nyomásból származó erők keletkeznek, melyek energiaveszteséget okoznak. Megjegyezte, hogy a visszakeverés jelensége csökkenti a hőátadás hajtóerejét. Megállapította hogy a vízszintes kapart falú hőcserélőkben lamináris áramlás vagy lamináris áramlás Taylor örvényekkel a leggyakoribb áramlási esetek. Harröd [45] vizsgálta az axiális és radiális áramlások keveredését víz és keményítőpaszta esetén. Trommelen [46] munkájában vizsgálta a tartózkodási időt, a hőátadást és a szükséges keverési teljesítményt. Elemezte a fal és a főtömeg közötti hőátviteli viszonyokat, valamint a legjobb keverési állapotot. A visszakeveredés hőátadásra gyakorolt hatását is figyelembe vette és összefüggést adott a kritikus Reynolds-számmal, melyet a 4.4

összefüggéssel lehet meghatározni.

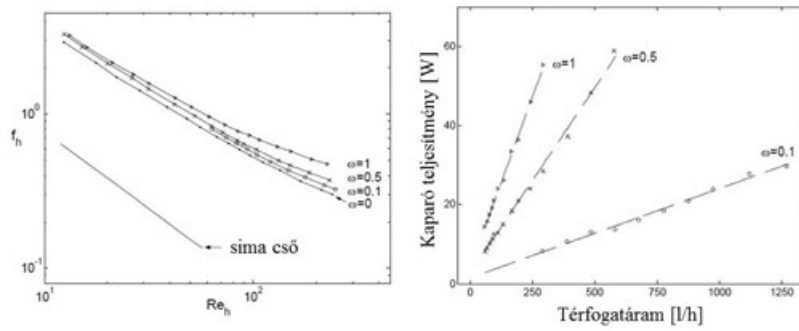
$$\frac{Nd(D-d)\rho}{4\eta} = \left(\frac{\pi^4 \left(0,5 + \frac{d}{D-d}\right)}{0,0571 \left(1 - \frac{0,652(D-d)}{d} + 0,00056 \left(1 - \frac{0,652(D-d)}{d}\right)^{-1}\right)} \right)^{1/2} \quad (4.4)$$

Bongers [47] matematikai modellt alkotott fagylalt készítésére alkalmas kapart falú hőcserélőre. A modell készítésénél figyelembe vette a közegek anyagtulajdonságait, az esetleges energiaforrásokat, többek között a kaparókések sűrűlódása által keletkezett hőt is. A matematikai modell igazolásához kísérleti méréseket végzett. Megállapította, hogy a belső hőátadási tényező értékei a 500 és 2500 W/m²K tartományban vannak, valamint a szükséges forgatónyomaték maximális értéke 25 Nm. A kapott eredményeket a 4.1 ábra szemlélteti. Solano és társai [48] innovatív öntisztító cső a csőben hőcserélőt alkotott, be-

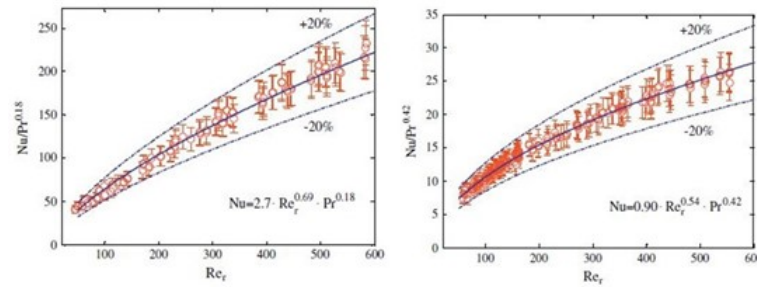


4.1. ábra. Kísérleti és matematikai modell eredményeinek összevetése

épített belső kaparórudakkal. A nyomásveszteségek meghatározására végzett el tesztek, állandó hőmérsékleti viszonyok mellett. A Reynolds-szám tartomány 20 és 250 közötti volt. A hőátadási vizsgálatok során propilén-glikolt használtak ($T=15^{\circ}\text{C}$, $\text{Pr}=700$). Az eredményeket a 4.2 ábra mutatja. Megjegyzik, hogy a kaparókések minimális mozgásával megközelítőleg 15%-al lehet növelni az átadott hő mennyiségét. A kaparókések mozgási sebessége és a hővezelt közeg axiális sebessége által képzett hányadost ω -nak jelölték, és kimutatták, hogy $\omega = 1$ esetben a növekedés 140%-os volt. Kijelentették, hogy kedvezően hat a hőátvitelre a mozgási sebesség, azonban az energiafelhasználásra kedvezőtlen hatást fejt ki. Arellano és társai [49] a tartózkodási időt vizsgálták kristályosodási folyamatoknál kapartfalú hőcserélőkben. A modelljeikkel predesztinálni lehet a kialakuló hőmérsékletmezőt valamint a módosított modelljük alkalmas volt a tartózkodási idő (RTD) becslésére. Sun és társai [50] 2D-s szimulációt végeztek nem-Newtoni folyadékok esetére ahol a lapátok hatását vizsgálták az áramlásra és a hőátvitelre. Az általuk



4.2. ábra. Kísérleti és mérési eredményeinek összevetése



4.3. ábra. Nusselt számra vonatkozó összefüggés melegítés és hűtés esetére

vizsgált szerkezet átmérője 0,05 m volt, a külső cső átmérője 0,075m és 4 db kaparókést tartalmazott. Megállapításaik között szerepelt, hogy a kések a tengelyhez történő rögzítésénél fellépő rés befolyásolja a késekre ható erőt valamint az áramlástani szempontból kialakuló "dead zone"-okat, ami azt jelenti hogy ezeken a helyeken az áramlási sebesség közel zérus. Rainieri [51] és társai által ismertetett hőátadási tényező számításánál mind lamináris mind turbulens esetet figyelembe vettek. A vizsgálataik célja a hőátadási tényezőt meghatározó kitevők meghatározása volt. Lamináris esetben a 4.3 ábrán látható Re tartományban melegítés és hűtés esetére is megadták a kitevők értékeit. A vonatkozó szakirodalomban számos kutatás foglalkozott a belső hőátadási tényező megadásával. Nikolajev [52] az alábbi dimenzióanalízis útján kapott általános összefüggést javasolja, ahol a paraméterek értékeit kísérleti mérések segítségével lehet előállítani.

$$Nu = c_1 Re_{ax}^{e_1} Pr^{e_2} \left(\frac{ND_s}{v} \right)^{e_3} \phi^{e_4} \left(\frac{B}{D} \right)^{e_5} \left(\frac{L}{D} \right)^{e_6} \left(\frac{b}{D} \right)^{e_7} \left(\frac{d}{D} \right)^{e_8} \quad (4.5)$$

4.2. Kapart falú hőcserélő kísérleti és elméleti vizsgálata

A kapart falú hőcserélővel kapcsolatos kutatások intézetünkben Varga Tibor PhD hallgató tudományos munkájával kezdtek meg. A kísérleti berendezésnek megépített két új kialakítású forgórészt mutat a 4.4 ábra. A mérések célja, a hőcserélő belső részében kialakuló hőátadási tényezők meghatározása volt. A kísérletek során vizet alkalmaztunk technológiai közegként. A tömegáram a kísérletek során rendre $m=250, 500, 750$ és 1000 kg/h, az alkalmazott fordulatszám $rpm=20, 30, 45, 60, 90$ 1/perc volt. A hőmérsékletértékek rögzítése öt másodpercenként történt. A mérési adatok alapján hűtés és fűtés esetére a Nusselt-szám az alábbi általános alakban írható:

$$Nu = 5,9 Re_{rot}^{0,35} Pr^{0,33} \phi^{0,14} \quad (4.6)$$

Külön hűtésre és fűtésre is meghatározásra került a két hőátadásra jellemző hasonlósági kritérium:

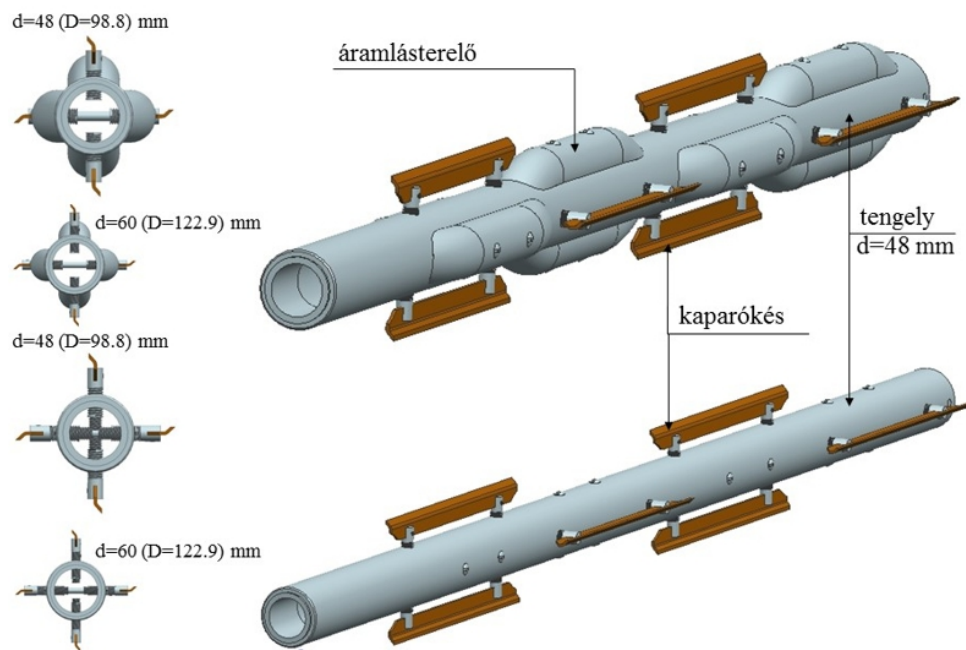
Fűtésre:

$$Nu = 6,5 Re_{rot}^{0,34} Pr^{0,33} \phi^{0,14} \quad (4.7)$$

Hűtésre:

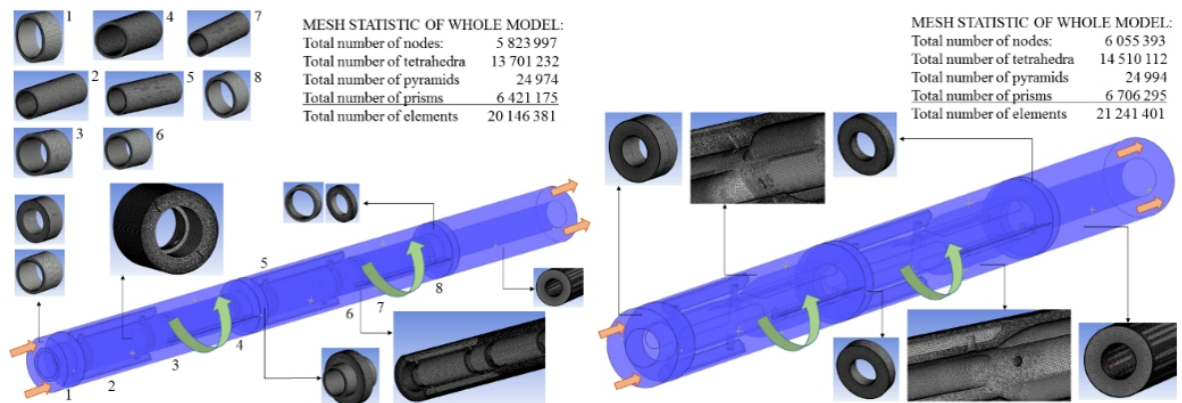
$$Nu = 10,1 Re_{rot}^{0,304} Pr^{0,33} \phi^{0,14} \quad (4.8)$$

A Nusselt-számban a forgómozgáshoz tartozó Reynolds-szám található, hiszen az áramlás jellegét a forgómozgás adja. A kísérleti mérésekkel párhuzamosan készültek a numerikus áramlástani szimulációk is. A teljes, valós geometria vizsgálatára a számítógépes háttér sajnos nem volt adott, hiszen száz milliónál is nagyobb elemszámot igényelt volna a geometria. Emiatt a vizsgált hőcserélő egy egyszerűsített geometriáját használtuk a szimulációk során (4.5 ábra). A csőtéri belépési keresztmetszetben egy állandó és egyenletes tömegáramot vettünk figyelembe. A belépési pontban kialakuló áramlásokat, nyomásvesztéseket is vizsgáltuk, azonban itt alapvetően a hőátadási tényező meghatározására helyeztük a hangsúlyt. A CFD modell tartalmazott egy álló és egy forgó térfogatot, ahogyan a valós modellen is található. A lapátok és a külső cső belső felülete közötti távolság 2mm volt, ez a kis méretű rés nagymértékben növelte a kialakított numerikus háló méretét. A kilépési pontnál egy 300mm hosszú térfogatot adtunk hozzá, hogy a kilépési pontban a peremfeltételek tudjanak teljesülni, valamint a kilépés ne legyen hatással a belső térben kialakuló folyamatokra. A kezdeti feltételként alkalmaztuk a kísérleti mérésből



4.4. ábra. Új kialakítású forgórészek - STUs és STUx

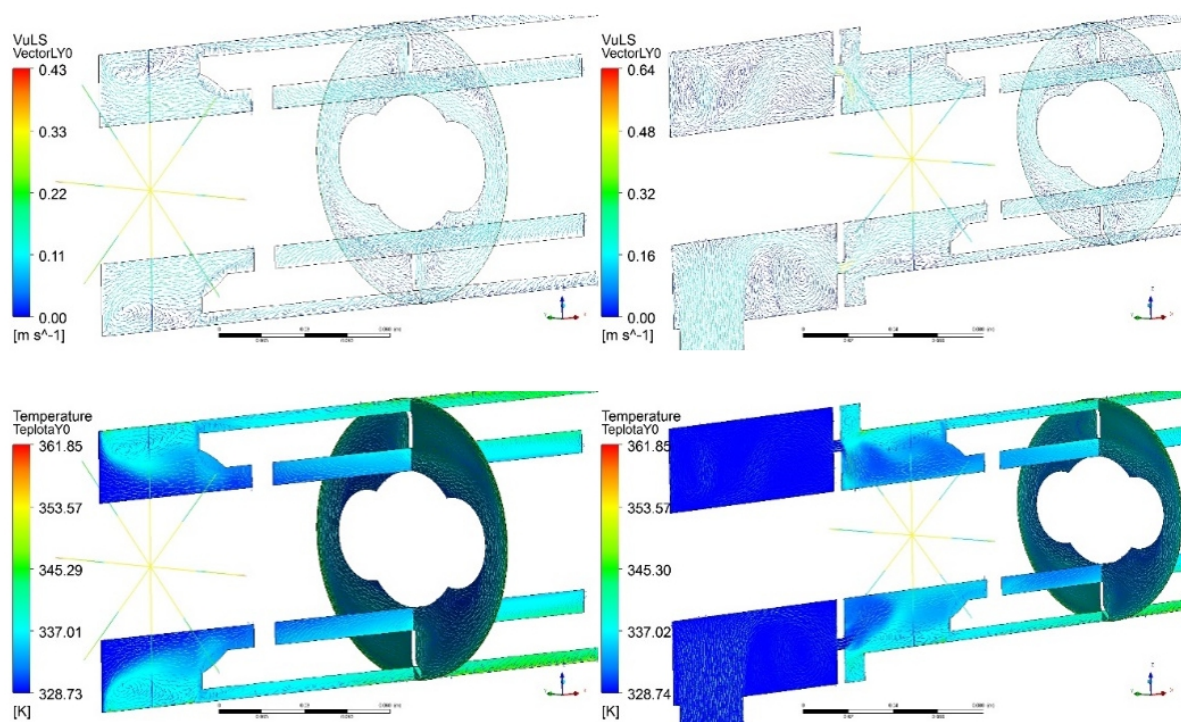
származó közeg hőmérsékletet, a külső cső felületét a szimuláció során állandónak tekintettük. A kimeneti pontban a nyomás értékét 1 bar_a-nak állítottuk be. Az alkalmazott turbulenciamodellel az SST (Shear Stress Transport) modell volt. Az fizikai modellen lévő



4.5. ábra. Egyszerűsített modellek - STUs és STUx típusok

hőmérési pontokat a CFD modellben az adott keresztmetszetben lévő hőmérsékletmező átlagértékével hasonlítottuk össze. Ahogyan említettem, alapvetően a hőmérsékletmezőre koncentráltunk, azonban a 4.6 ábrán látható a középsíkmetszeten a sebességmező két különböző esetben.

Az ábrán egyértelműen látszik, hogy milyen nagy szerepe van annak, ha alkalmazunk a

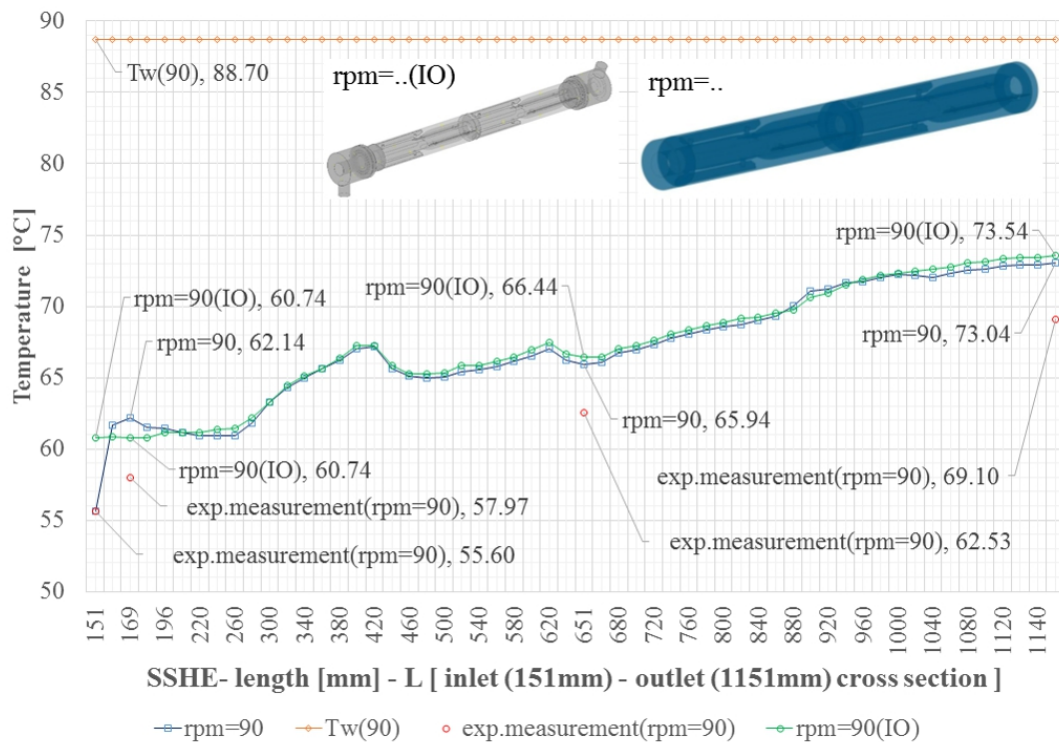


4.6. ábra. Tengelyirányú sebességmező a - belépő elem nélkül, b - belépő elem alkalmazásával

belépési pontnál is egy segéd-térfogatot, mely segítségével a valós sebességmező kialakulását tudjuk létrehozni. Az eredmények az $m=1000$ kg/h és $\text{rpm}=90$ 1/perc sebességekhez és a fűtési esethez tartoznak. Az eredmények feldolgozása után megállapítottuk, hogy a mért és a szimulált eredmények közötti hiba többnyire 6% alatti, bizonyos esetekben 10-11%. A hiba okát feltehetőleg az egyszerűsített geometria és az alkalmazott turbulenciamodellel okozhatja. A szimuláció során nem vettük figyelembe a külső csőben kialakuló hővezetés jelenségét mivel a szimulációban a falat állandó hőmérsékletűnek vettük. A szimuláció és a mérési pontok közötti hőmérsékleteket a 4.7. ábra szemlélteti.

A diagram alapján megállapítható, hogy az első mérési pontban a mért és a számított eredmények közötti különbség kb. 5°C , a hőcserélő közepén 3°C , míg a kilépésnél megközelítőleg 4°C . Feltétlenül meg kell jegyezni, hogy 60 1/perc fordulatszám felett víz közeg esetében jelentős turbulencia alakul, ami nem jellemző az ipari gyakorlatban alkalmazott kapart falú hőcserélőkre, hiszen a közegek viszkozitása jelentősen nagyobb, mint a vízé.

Összességében megállapítható, hogy numerikus áramlástani szimulációk alkalmasak lehetnek kapart falú hőcserélő konstrukciók hőtani elemzésére, azok



4.7. ábra. Mért és számított eredmények a hossztengely mentén

fejlesztésére. Az egyszerűsített modell esetén is 11%-nál nem nagyobb eltérések adódtak a mért és a számított eredmények között.

A kapart falú hőcserélőknél vizsgáltuk azt is, hogy az előbbieken említett turbulencia hatására adott esetben visszaáramlások is keletkezhetnek, melyek hatással vannak a hőkezelési időre, tartózkodási időre.

Az elsődleges áramlás (hosszirányú) mellett másodlagos tengelyre merőleges metszetben lévő áramlások hatását elemeztük különböző geometriájú keverőelem esetében. Az izoterm esetben, $T=30^{\circ}\text{C}$ -on vettük figyelembe az anyagi jellemzőket, míg hevítés esetén a belépő közeg 30°C -os volt, a falhőmérséklet állandó $T=80^{\circ}\text{C}$ -nak feltételeztük. A szimulációk során almapüré közeg esetén izoterm állapotot, majd víz közegnél a hevítés esetét dolgoztuk fel. Abban az esetben, ha a hőkezelt közeg nem keveredik el a főtömeggel (nincs, vagy nem megfelelő a másodlagos áramlás) a termék (csőtéri közeg) hőkezelése jelentősen csökken, adott esetben el is marad. Nagy viszkozitású közeg esetében előfordulhat olyan eset, hogy a főtömeg keveredés nélkül áthalad a hőcserélőn. Ezért nagyon fontos, hogy ilyen jellegű közegek áramlása esetén különösen nagy figyelmet kell fordítani a radiális

elkeveredés biztosítására. Ez természetesen a kaparókések geometriájának kialakításával megvalósítható.

5. fejezet

Összefoglalás

A PhD fokozatom megszerzése óta hőátadási és anyagátadási műveleteket vizsgálunk intézetünkben kísérleti, elméleti és szimulációs módszerekkel. Ezen kutatások közül emeltem ki a hőátvitelhez, hőcserélőkhöz köthető témák közül a növelt felületű hőcserélők kérdéskörét, a köpenytéri hőátadási tényező meghatározásának lehetőségét valamint a kapart falú hőcserélők elemzését. A köpenytéri hőátvitel során a hangsúly a szakirodalomban található összefüggések használhatóságára, annak alkalmazási tartományának vizsgálatra helyeződött. Numerikus áramlástani szimulációkra alapozva különböző alakú csatornákra vonatkozóan adtunk meg Nusselt-szám meghatározásra alkalmas összefüggéseket, alapvetően . Terelőlemezes csőköteges hőcserélőben elemeztük, hogy a terelőlemezek száma milyen mértékben hat a hőátadásra és a költségekre. Megállapítottuk, hogy a hőtani és a költség optimum között különbség van.

A növelt felületű hőcserélők esetén szimuláció segítségével vizsgáltuk, hogy lehet-e helyettesíteni porózus térfogattal a bordázott térrész, aminek hatására az elemszám csökkenthető. Megállapítottuk, hogy alkalmas lehet ezen eljárás, azonban a számítások nagyobb hibákat tartalmazhatnak, mint a bordázott modellek. Elemeztük a szakirodalomban található összefüggéseket a bordázott csövekre és megállapítottuk, hogy ezen összefüggések alulbecsülik a hőátadási tényező értékét. Kísérleti mérőberendezést építettünk ennek vizsgálatára, ahol szélcsatornába helyezett bordázott csöveket vizsgáltunk. Nusselt-szám meghatározására alkalmas összefüggéseket állítottunk fel bordázott csövek esetére.

A kapart falú hőcserélők területén különböző belső kialakítású forgórészeket vizsgáltunk hőátadás szempontjából, melyeket kísérleti mérésekkel vetettünk össze. Megállapí-

tottuk, hogy a kidolgozott numerikus eljárás alkalmas kapart falú hőcserélők vizsgálatára, újfajta belső részek tervezésére.

A bemutatott kutatások nagy része jelenleg is folyik, aktívan publikálunk szerzőtársaimmal ezen a területen. Ahogyan eddig is, a jövőben is azon fogok dolgozni, hogy a nagyon jól működő kutatócsoportunk továbbra is fennmaradjon és eredményes tevékenységet végezzen.

Az összefoglaló műhöz felhasznált saját és szerzőtársaim publikációi:

(P1) Zoltán Siménfalvi, Gábor Venczel, Gábor Szepesi. *Investigation of Autoclave's Cooling Jacket Static and Dynamic Behaviour*. Chemical Engineering Transaction, Vol. 29. 2012

(P2) Máté Petrik, Gábor L. Szepesi. *Shell side CFD analysis of a model shell-and-tube heat exchanger*. Chemical Engineering Transaction, Vol. 70. 201

(P3) Tibor Varga, Gábor Szepesi, Zoltán Siménfalvi. *Horizontal scraped surface heat exchanger - experimental measurements and numerical analysis*. Pollack Periodica, Vol 12. 2017

(P4) Máté Petrik, Gábor Szepesi. *Experimental and numerical investigation of the air side heat transfer of finned tubes heat exchanger*. Processes, Vol 8. 2020

(P5) Máté Petrik, Gábor Szepesi., Károly Jármái *Heat transfer analysis for finned tube heat exchangers*. Proceedings of the 1st International Conference on Engineering Solutions for Sustainable Development 2019. DOI: 10.1201/9780367824037-8

(P6) Máté Petrik, Gábor Szepesi., Károly Jármái *CFD analysis and heat transfer characteristic of finned tube heat exchangers*. Pollack Periodica, Vol 14. 2019

6. fejezet

Summary

The experimental, theoretical and simulation analysis of heat and mass transfer research are continuously performing – till my PhD was obtained – in Our Institution. From these research I highlight the following topics related to heat transfer, the extended heat transfer surface heat exchangers, determination of the heat transfer coefficient in the shell side and the analysis of scraped surface heat exchangers.

In case of determination of the heat transfer coefficient in shell side we are focusing the usability of the correlations in the literature, the examination of application region of these. Based on numerical simulations correlations for determine the Nusselt number were defined in case of different flow channels. The analysis of the effect of baffle plates in shell-and-tube heat exchangers were performed in heat transfer and cost aspects. We ascertained there is difference between the heat transfer and cost optimum.

In case of extended surface heat exchangers, we analyze if the ribbed space can be changed to porous volume, which makes the number of the elements lower. We ascertained that process can be suitable, but the calculations can contain major errors, like the ribbed models. The investigation of the literature available correlations for the ribbed pipes were performed and we can declare the heat transfer coefficient is underestimated. An experimental device was built to research ribbed pipelines in wind channel. Correlations to determine the Nusselt number were created in case of ribbed pipes.

The experimental data and our investigation were compared, which was different shape of rotational element in the scraped surface heat exchangers. The examined process is suitable the analysis of scraped surface heat exchanger and newly shaped rotational elements.

Most of the presented research are ongoing research, actively published by ourselves with my co-authors. Till that time and in the future I have been working to sustain our research group and effectively support our activity.

Irodalomjegyzék

- [1] Szepesi Gábor L. *Új eljárás autokláv gépcsoportok expozíciójának meghatározására.* PhD thesis, 2008.
- [2] E. N. Sieder and G. E. Tate. Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes. *Ind. Eng.Chem.*, 28:1429–1435, 1936.
- [3] K. J. Bell and A. C. Muller. Wolverine tube heat transfer data book ii. *Wolverine Division of UOP Inc*, 1984.
- [4] M. Serna and A. Jiménez. A compact formulation of the bell–delaware method for heat exchanger design and optimization. *Chemical Engineering Research and Design*, 83(5):539 – 550, 2005.
- [5] 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.
- [6] Daniel A. Donohue. Heat transfer and pressure drop in heat exchangers. *Industrial and Chemical Engineering Chemistry*, pages 2499–2511, 1949.
- [7] Fejes G. Fábri Gy. *Vegyipari gépek és műveletek II.* Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1978.
- [8] Abd Ammar Ali és Samah Zaki Naji. Analysis study of shell and tube heat exchanger for clough company with reselect different parameters to improve the design. *Case Studies in Thermal Engineering*, 455, 2017.
- [9] Batalha Leoni, Gabriel, Tânia Suaiden Klein, and Ricardo de Andrade Medronho. Assessment with computational fluid dynamics of the effects of baffle clearances on

-
- the shell side flow in a shell and tube heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 112, 2016.
- [10] Eryener Dogan. Thermoeconomic optimization of baffle spacing for shell and tube heat exchangers. *Energy Conversion and Management*, 47, 2006.
- [11] Labbadlia O., B. Laribi, B. Chetti, and P. Hendrick. Numerical study of the influence of tube arrangement on the flow distribution in the header of shell and tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 126, 2017.
- [12] Mellal Mustapha, Redouane Benzeguir, Djamel Sahel, and Houari 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, 2017.
- [13] Pal Eshita, Inder Kumar, Jyeshtharaj 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, 2016.
- [14] Wen Jian, Huizhu Yang, Simin Wang, Yulan Xue, and Xin Tong. Experimental investigation on performance comparison for shell-and-tube heat exchangers with different baffles. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 84, 2015.
- [15] Venczel G.; Szepesi G.; Siménfalvi Z. Hőátadási tényezők közvetett meghatározása duplikatúrás készülékek köpenyterében. In *Disszeminációs Konferencia - Miskolci Egyetem*, 2011.
- [16] D. Risberg and M. Risberg and L. Westerlund. Cfd modelling of radiators in buildings with user-defined wall functions. *Appl. Therm. Eng.*, 94:266–273, 2016.
- [17] H. B. Awbi. Calculation of convective heat transfer coefficients of room surfaces for natural convection. *Energy Build.*, 28:219–227, 1998.
- [18] C. Oliet, A. Oliva, J. Castro, and C. D. Pérez-Segarra. Parametric studies on automotive radiators. *Appl. Therm. Eng.*, 27:2033–2043, 2007.
- [19] R. Musat and E. Helerea. Modeling and simulation of the ptc heater used in automotive. *Pollack Period.*, 5:107–118, 2010.

-
- [20] J. Sun Qiu, Y. Ma, J. Qu, and W. Cai. Theoretical study on the heat transfer characteristics of a plain fin in the finned-tube evaporator assisted by solar energy. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 127:847–855, 2018.
- [21] J. Chen, J. Zhang, and Z. Ma. Falling film mode transitions on horizontal enhanced tubes with two-dimensional integral fins: Effect of tube spacing and fin structures. *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 101:241–250, 2019.
- [22] D. Wang, R. Tian, Y. Zhang, L. L. Li, and L. Shi. Experimental comparison of the heat transfer of supercritical r134a in a micro-fin tube and a smooth tube. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 129:1194–1205, 2019.
- [23] Z. yong Chen, M. Cheng, Y. dong Ding Q. Liao, and J. nan Zhang. Experimental investigation on the air-side flow and heat transfer characteristics of 3-d finned tube bundle. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 131:506–516, 2019.
- [24] S. Marković, B. Jaćimović, S. Genić, M. Mihailović, U. Milovančević, and M. Otović. Air side pressure drop in plate finned tube heat exchangers. *Int. J. Refrig.*, 99:24–29, 2019.
- [25] J.-Y. Jang, M.-C. Wu, and W.-J. Chang. Numerical and experimental studies of threedimensional plate-fin and tube heat exchangers. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 39:3057–3066, 1996.
- [26] Y. J. Chang and C. C. Wang. A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 40:533–544, 2002.
- [27] A. Achaichia and T. A. Cowell. Heat transfer and pressure drop characteristics of flat tube and louvered plate fin surfaces. *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 1:147–157, 1988.
- [28] J. S. Leu, M. S. Liu, J. S. Liaw, and C. C. Wang. A numerical investigation of louvered fin-and-tube heat exchangers having circular and oval tube configurations. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 44:4235–4243, 2001.
- [29] 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.

-
- [30] Arafat A. Bhuiyan and A. K.M.Sadrul 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.
- [31] Parinya Pongsoi, Santi Pikulkajorn, and Somchai Wongwises. 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.
- [32] Sebastian Unger, Matthias Beyer, Martin Arlit, Philipp Stasch, and Uwe 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.
- [33] Sebastian Unger, Matthias Beyer, Lutz Szalinski, and Uwe Hampel. Thermal and flow performance of tilted oval tubes with novel fin designs. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 153:119621, 2020.
- [34] Pei Peng. Research on Structural Optimization of Spiral Array Heat Exchanger Based on Exhaust Heat Recovery. In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, volume 782, 2020.
- [35] Ahmad Syuhada, Dedi Afandi, and Sarwo Edhy Sofyan. Convective heat transfer study on the spiral finned tube heat exchanger under various fin pitch arrangements. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 463(1), 2020.
- [36] C C Wang. Heat Transfer and Friction Characteristics of Typical Wavy Fin-and-Tube Heat Exchangers. 1777(96):174–186, 1997.
- [37] Pradhyumn Bhale, Mrinal Kaushik, Jane Sunn Liaw, and Chi Chuan Wang. Airside performance of H-type finned tube banks with surface modifications. *Energies*, 12(4), 2019.
- [38] Y. A. Cengel. A practical approach. second edition. *McGraw-Hill International Edition*, 1997.
- [39] Th Schmidt. Der wärmeüberang an rippenrohre und die berechnung von rohrbründel-wärmeaustausch. *Kältetechnik*, 15:98–102, 370–378, 1963.

-
- [40] Huggins F. E. Jr. Effect of scrapers on heating, cooling and mixing. *Ind. Eng. Chem.*, pages 749–753, 1931.
- [41] Latinen G. A. Discussion of the paper: Correlation of scraped film heat transfer in the votator by skelland a. h. *CAppl. Therm. Eng.*, 25:2421–2431, 1959.
- [42] Härröd M. Flow patterns, mixing effects and heat transfer in scraped heat exchangers. *The Sweden Institute for Food Research*, 1988.
- [43] Skelland A. H. P. Correlation of scraped-film heat transfer in the votator. *Chem. Eng. Sci*, 7, 1958.
- [44] Weisser H. Untersuchungen zum wärmeübergang im kratzkühler. *Karlsruhe Universität, Germany*, 1972.
- [45] Härröd M. Methods to distinguish between laminar and vortical flow in scraped surface heat exchangers. *J. Food Process Eng.*, pages 39–57, 1990.
- [46] Trommelen A. M. Physical aspects of scraped surface heat exchangers. *Delft University of Technology*, 1970.
- [47] Bongers P. M. M. A heat transfer model of a scraped surface heat exchanger for ice cream. *Computer Aided Chem. Eng*, 21, 2006.
- [48] Solano J. P., García A., Vicente P. G., and Viedma A. A. performance evaluation of a zero-fouling reciprocating scraped-surface heat exchanger. *Heat Transf. Eng*, 32, 2011.
- [49] Arellano M., Benkhelifa H., Alvarez G., and Flick D. Coupling population balance and residence time distribution for the ice crystallization modeling in a scraped surface heat exchanger. *Chem. Eng. Sci*, 102, 2013.
- [50] Sun K. H., Pyle D. L., Fitt A. D., Please C. P., Baines M. J., and Hall-Taylor N. Numerical study of 2d heat transfer in a scraped surface heat exchanger. *Computers and Fluids*, 33, 2004.
- [51] Rainieri S., Bozzoli F., Cattani L., and Vocale P. Parameter estimation applied to heat transfer characterization of scraped surface heat exchangers for food applications. *J. of Food Eng*, 125, 2014.

- [52] Nikolajev L. N. Allgemeine gleichung für den wärmeübergang in kontinuierlich arbeitenden, röhrenförmigen kratz apparaten. *Pitschev Technol.*, pages 127–129, 1965.