



M Ű E G Y E T E M 1 7 8 2

BUDAPESTI MŰSZAKI ÉS GAZDASÁGTUDOMÁNYI EGYETEM

GÉPÉSZMÉRNÖKI KAR DOKTORI TANÁCSA

DOKTORI TÉZISFÜZET

Sánta Róbert

okleveles gépészmérnök

**A KOMPRESSZOROS HŐSZIVATTYÚK ÜZEMÉNEK
SZIMULÁCIÓJA ÉS OPTIMALIZÁCIÓJA AZ
ÉPÜLETGÉPÉSZETBEN**

című témakörből,

mellyel a PhD fokozat elnyeréséért pályázik

Témavezető:

Dr. Garbai László

Egyetemi tanár

Budapest

2014

1. Bevezetés

Napjainkban a világ csaknem minden országában az energetikai folyamatok hatékonyságának növelése az érdeklődés homlokterébe került, ugyanis a modern gazdaságok és társadalmak egyre több energiát igényelnek és használnak, miközben a hagyományos energiahordozók felhasználásával egyre több probléma jelentkezik, amelyek között elsősorban a természetre gyakorolt növekvő káros hatásokat említhetjük. Az utóbbi évtizedben vált világossá a fosszilis energiahordozóknak az éghajlatváltozásban vélelmezett igen jelentős szerepe. E hatás erőteljes korlátozásának az eszköze a megújuló energiahordozók alkalmazásának növelése.

A megújuló energiahordozók alkalmazásának igen hatékony, és technológiailag kiforrott eszközei a hőszivattyúk, és azok között is a kompresszoros berendezések. A kompresszoros hőszivattyúk energetikai hatékonyságát az ún. teljesítménytényező mutatja.

A hőszivattyú teljesítménytényezőjének javítása és az üzemeltetés minőségének emelése megkerülhetetlenné teszi, hogy törekedjünk a hőszivattyú üzemének, a benne zajló folyamatoknak mind pontosabb leírására, az azt megalapozó fizikai, matematikai modellek fejlesztésére és finomítására.

A hőszivattyúban lezajló jelenségek teljességére, továbbá a rendszer szerkezeti megoldásainak és méreteinek kérdéssorára kizárólag csak a matematikai modell tud megnyugtató választ adni. A matematikai modell eszközként szolgál a hőszivattyús fűtőrendszer viselkedésének szimulálására és a geometriai, valamint energetikai optimumainak meghatározására.

A hőszivattyúk tervezésének, létesítésének és üzemeltetésének problémáit áttekintve megállapítottam, hogy hiányzik mind a tudományos mind a fejlesztési tevékenységet segítő modellek közül egy teljesértékű matematikai modell, amely a mérlegegyenletek rendszerén keresztül leírja a hőszivattyús fűtési rendszer működését, továbbá az energia- és anyagáramokat.

A hőszivattyús rendszerek modellezésének témakörében az 1980-as évektől napjainkig számos koncentrált illetve elosztott paraméterű, stacioner és instacioner matematikai modell jelent meg. A megalkotott matematikai modellek azonban csak részlegesen vagy bizonyos elhanyagolásokkal írják le a hőszivattyús fűtőrendszer üzemi folyamatát.

Az értekezésemben a víz-víz kompresszoros hőszivattyúk üzemének matematikai leírásával és numerikus szimulációjával foglalkozom. Ennek keretében a fő célkitűzésem,

hogy a hőszivattyú körfolyamatát megvalósító technológiai berendezésekben, rendszerelemekben végbemenő termodinamikai, hőközlési és áramlástanai folyamatokat az eddigieknél pontosabban leírhasam, az állapotváltozásokat a körfolyamat minden egyes és egyébként tetszőleges pontjaiban meghatározhasam.

Az értekezés két pilléren nyugszik, amelyek egyben a munkám fő vizsgálati irányát is jelentik. Ezek:

- A csököteges hőcserélők – az elpárologtató és a kondenzátor – vízdoldali és hűtőközeg oldali hidraulikai és hőtechnikai modellezése. A nyomásveszteségek és a hőátadási tényezők mérése és azok meghatározására a közegek termodinamikai és áramlástanai paramétereinek kapcsolatát leíró új függvények felállítása.
- Ha rendelkezésünkre állnak a gépészeti elemek bemenet-kimenet analízisének eredményeként a bemenetek és kimenetek kapcsolatát leíró függvények, akkor ezek birtokában a lehető legaprólékosabban és legprecízebben vizsgálhatjuk a teljes körfolyamatot, az összekapcsolt és együttműködő, a körfolyamatot megvalósító gépészeti elemek működését, beleértve az elpárologtató és a kondenzátor vízdoldali folyamatainak leírását is.

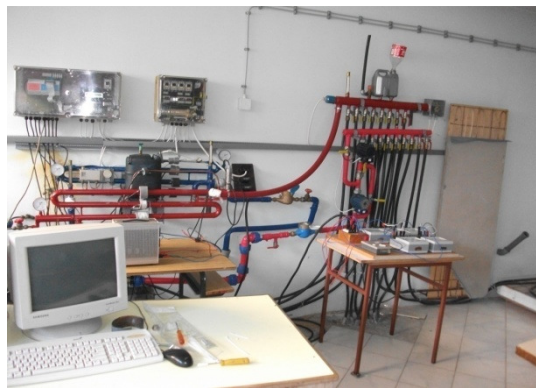
A fentiek birtokában az értekezés fő célkitűzése olyan fizikai és matematikai modell felállítása, valamint megoldó algoritmus kifejlesztése, amelyek segítségével lehetségessé válik a különböző fűtési hőigényekhez a rendszer üzemének optimalizálása, vagyis annak vizsgálata, hogy az adott hőigényt hogyan tudjuk maximális teljesítménytényezővel és minimális elektromos energia felhasználásával kielégíteni.

A lényeg tehát a teljesítménytényezőnek (COP), mint a rendszer célfüggvényének maximalizálása, annak vizsgálata, hogy ezt az elpárologtató és a kondenzátor vízdoldalán milyen döntési paraméterekkel, illetve azok milyen értékével tudjuk beállítani, figyelembe véve a kompresszor és a fojtószelep viselkedését a névlegestől eltérő munkapontokban.

2. Alkalmazott módszerek

Kutatómunkám során a hőszivattyús rendszerek teljeskörű számítógépes modellezésének megvalósításához laboratóriumi, illetve üzemi kísérleteket végeztem, a hűtőközeg és a csőfal közötti hőátadás, továbbá a hűtőközeg nyomásvesztesége, valamint az elpárolgató és a kondenzátor vízdoldalán a hőátadási tényezők és a kialakuló nyomásveszteség meghatározására.

A kísérleteket a Szabadkai Műszaki Főiskola Termotechnika Tanszékén végeztem. Az üzemi berendezés víz-víz hőszivattyú, amelyet a 2.1. ábrán mutatok be. A hőszivattyús rendszer hőcserélői csőkötegesek. A hűtőközeg R134a, amely az elpárolgató illetve a kondenzátor csöveinek belsejében áramlik, míg a hűtött/fűtött közeg, azaz a víz a csövek külső oldalán, azaz a terelőlemezekkel ellátott köpenyrészben. A köpenytérben a hőátadás intenzitásának növelése érdekében terelőlemezek lettek elhelyezve. A vizsgált hőcserélők terelőlemezei körszegmens alakúak. A tanszéki laboratóriumban a méréseimhez dugattyús kompresszort használtam, amelynek típusa: L' unite Hermetique CAJ4511Y, R134a, N214QT-G- ind, Tension G: 208-220V 1-50 Hz.



2.1. ábra: Víz-víz hőszivattyús rendszer

A hőszivattyús rendszer felműszerezése a következőképpen került kialakításra:

Az elpárolgató és a kondenzátor mentén, - amelyek hosszúsága 3m - mérőműszerek lettek elhelyezve. A hőcserélőkben 10 diszkrét ponton mérési helyek lettek kialakítva. A mérési pontok közötti távolság 30 cm. Az így kialakított mérési pontokon a hűtőközeg és a hűtött illetve a fűtött közeg hőmérsékletét és nyomását tudtuk megmérni, amelyeket a 2.2. és a 2.3. ábrákon mutatok be. A kondenzátor és a fojtószelep között Coriolis tömegáram mérőt helyeztünk el a hűtőközeg tömegáramának mérésére céljából, amelyet a 2.4. ábrán mutatok be. A hűtött és a fűtött közeg

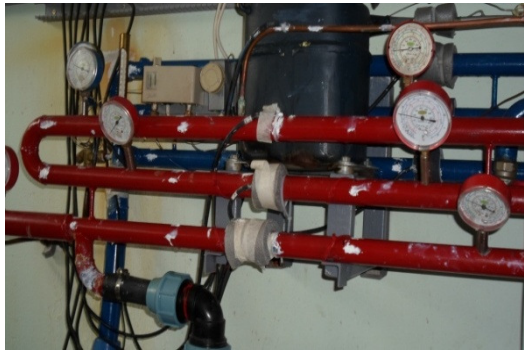
térfogatáramát vízmérő segítségével mértem, amelyet a hőcserélő belépő ágán helyeztünk el a 2.5. ábra szerint. A hőszivattyú dugattyús kompresszora is mérőműszerekkel lett ellátva a 2.6. ábrán látható módon a teljesítmény és elektromos áram igényének mérése céljából.

A következő 2.1. táblázatban bemutatom az alkalmazott mérőműszerek megnevezéseit és azok pontosságát.

2.1. táblázat: Az alkalmazott mérőműszerek és azok pontossága

<i>Mérőműszerek</i>	Hőmérőszenzor	Nyomásmérő és nyomásszenzor	Áramlásmérők	Teljesítmény és elektromos árammérők
<i>A típus megnevezése</i>	Dallas, DS18S20	Mihajlo Pupin Transducers MP-1M2	INSA, BMET, Krohne Optimas 6400	Iskra Øelo
<i>Pontosság</i>	$\pm 0,3 K$	1%, 0,5%	0,6%, 0,2%, 0,1%	0,5%

A mérési eredmények feldolgozását a CSOP2 típusú mérőegység alkalmazásával végeztem, amely a 2.7. ábrán látható. A mérőegység információs rendszerének a feladatai a hőmérséklet digitális mérése, a mért adatok feldolgozása és tárolása, a mért adatok megjelenítése és a mért adatok továbbítása személyi számítógépre.



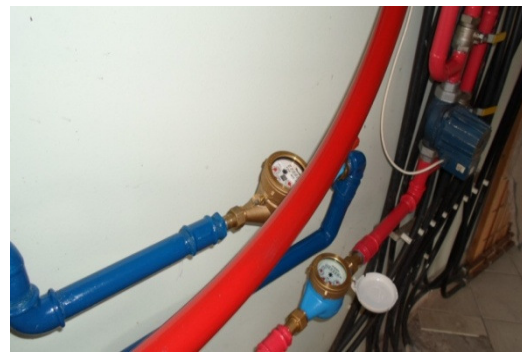
2.2. kép: Nyomás és hőmérséklet mérése



2.3. kép: Nyomás mérése



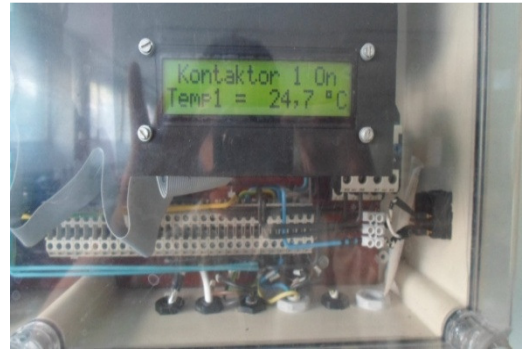
2.4. kép: Tömegáram mérése



2.5. kép: Térfogatáram mérése



2.6. kép: Teljesítmény mérése



2.7. kép: CSOP2 mérőegység

A mérési eredmények feldolgozásával a matematikai statisztika eszközeinek felhasználásával az R134a hűtőközegre, csőköteges hőcserélőkre az érvényesség és korlátok feltüntetésével az irodalomban található összefüggésekhez képest új és pontosabb számítóképleteket állítottam fel a hőátadási tényezők és a nyomásveszteség meghatározására, mind a hőcserélő csöveiben, mind a köpenytérben végbemenő hőátadási és áramlási folyamatokra. A felállított új összefüggésekre az irodalomban közzétett és ismert képletekhez képest bemutattam a képletek konstansainak hibáit, illetve konfidencia intervallumait 95% megbízhatósági szinten. Felhívtam a figyelmet arra, hogy miközben a hőátadás és nyomásveszteség leírására szolgáló összefüggések együtthatói valószínűségi változók, eközben azok pontossága, alkalmazhatóságuk korlátai és a konfidencia intervallumaik nem ismertek, a szerzők azokat nem közlik.

3. Szakirodalmi áttekintés

Megállapítottam, hogy a szakirodalomban bemutatott modellek struktúrái, a folyamatok jellemzőire kapott eredmények és képletek rendkívüli mértékű szórást mutatnak, használhatóságuk korlátai általában nincsenek közölve, összevetésük nehéz. Nem nyertem egyértelmű választ arra vonatkozóan, hogy rendszertani vizsgálataimhoz, a hőszivattyús körfolyamat elemzéséhez, speciálisan az R134a hűtőközegre és a kétfázisú áramlásokra, milyen csősúrlódási és hőátadási jellemzőkkel számolhatok. A szakirodalomban a legáltalánosabban alkalmazzák a kétfázisú hűtőközeg hőátadási tényezőjét meghatározó Chen-modellt [12], amelyre épül a Bertsh- [15], Kwang- [17] és még számos más használatban lévő modell is. A hőszivattyús rendszerekre a köpenytéri hőátadást a hűtött víz és a csököteges hőcserélő csövei között Kern [28], Bell-Delaware [29] és Taborek [30] vizsgálták.

Ki kell emelnem Maiyaleh Tarek e területen kifejtett munkásságát [32], amelyben részletesen foglalkozott a hőszivattyúk kondenzátorában lezajló hőátadási folyamatok modellezésével, és méréseket hajtott végre, amelyekből átlagos kondenzációs hőátadási tényezőt határozott meg. Az ő vizsgálatai R12, R22 és R502 hűtőközegekre vonatkoztak. A modell lamináris áramlásra lett kidolgozva, az eredmények azonban – dimenziótlan hasonlósági számokkal felépített képletek formájában – illeszkednek az általános hőátadási elméletekhez.

A hőszivattyús rendszert alkotó elemek leírásában olyan elhanyagolásokkal találkoztam, amelyeken szeretnék túllépni. A modellek nagy többségében a kutatók a hőátadási tényezőket és a csősúrlódási tényezőket állandónak tekintik, és nem veszik figyelembe az elpárologtatóban és a kondenzátorban azok változását a gőztartalom függvényében, vagy a korábbi évtizedekben más közegekre alkotott, pontatlan, ma már nem korszerű egyenleteket alkalmaztak. Több esetben az elpárologtató és a kondenzátor vízfalán sem veszik figyelembe a víz, a nyomás és a hőmérséklet változását. A modellek többségénél a kutatók a kompressziót izentropikusnak, a körfolyamatot általában eszményinek és veszteségmentesnek tekintik, holott ez nyilvánvalóan csak közelítés. Méhes Szabolcs dolgozatában rendszertani értelemben legátfogóbban elemezte a kompresszoros hőszivattyúk és rendszerek létesítésének és üzemeltetésének optimalizációját [33]. Méhes globális stacioner mérlegekkel dolgozott. A rendszerelemek részletes (elosztott paraméterű) termikus és hidrodinamikai viselkedésének leírása nem képezte vizsgálatainak tárgyát.

4. Új tudományos eredmények ismertetése

1. Tézis

A csőköteges elpárolgató csöveiben áramló kétfázisú hűtőközeg hőátadási tényezőjének meghatározására a szakirodalomban bemutatott modellekkel nyerhető eredményekhez képest a lefolytatott méréseim alapján egy új, pontosabb, dimenziótlan számokat alkalmazó képletet alkottam az R134a hűtőközre. Közöltem a képlet alkalmazhatóságának korlátait és konfidencia intervallumokkal mutattam be a képlet paramétereinek hibáit.

Kapcsolódó publikáció: [1]; [2]; [3]; [7].

A mérési eredmények kiértékelésével az elpárolgató csöveiben áramló kétfázisú hűtőközeg hőátadási tényezőjének meghatározására az irodalomban legszélesebb körben alkalmazott Chen-modellt vettem alapul, és az általa kifejlesztett [12]

$$\alpha_{kf} = F \cdot \alpha_f + S \cdot \alpha_{nb} \quad (4.0)$$

összefüggést az alábbiak szerint pontosítottam:

A kétfázisú korrekciós szorzó tényező konvekciós forralás esetére:

$$F = b \cdot \frac{Co^c}{X_{tt}^d} \quad (4.1)$$

A kétfázisú korrekciós szorzó tényező buborékos forralás esetére:

$$S = a \cdot (1 - x) \quad (4.2)$$

A (4.1) és a (4.2) számító képletekben szereplő segédfüggvények és dimenziótlan számok:

Martinelli-szám:

$$X_{tt} = \left(\frac{\mu_f}{\mu_g}\right)^{1/8} \cdot \left(\frac{1-x}{x}\right)^{7/8} \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_f}\right)^{0.5} \quad (4.3)$$

Konvektív-szám:

$$Co = \left(\frac{1}{x} - 1\right)^{0.8} \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_f}\right)^{0.5} \quad (4.4)$$

Az egyfázisú hőátadási tényező Dittus Boelter szerint [13]:

$$\alpha_f = 0,023 \cdot Re_f^{0,8} \cdot Pr_f^{0,4} \cdot \frac{\lambda}{d_b} \quad (4.5)$$

A Reynolds-szám:
$$Re_f = \frac{(1-x) \cdot G \cdot d}{\mu_f} \quad (4.6)$$

A konvekciós hőátadási tényező Cooper szerint [14]:

$$\alpha_{nb} = 55 \cdot Pr^{0,12} (-0,4343 \cdot \ln(Pr))^{-0,55} \cdot M^{-0,5} \cdot q^{0,67} \quad (4.7)$$

A Student-féle t-eloszlás alapján a (4.1) és (4.2) képletekben 95% megbízhatósági szinten az együtthatók konfidencia intervalluma:

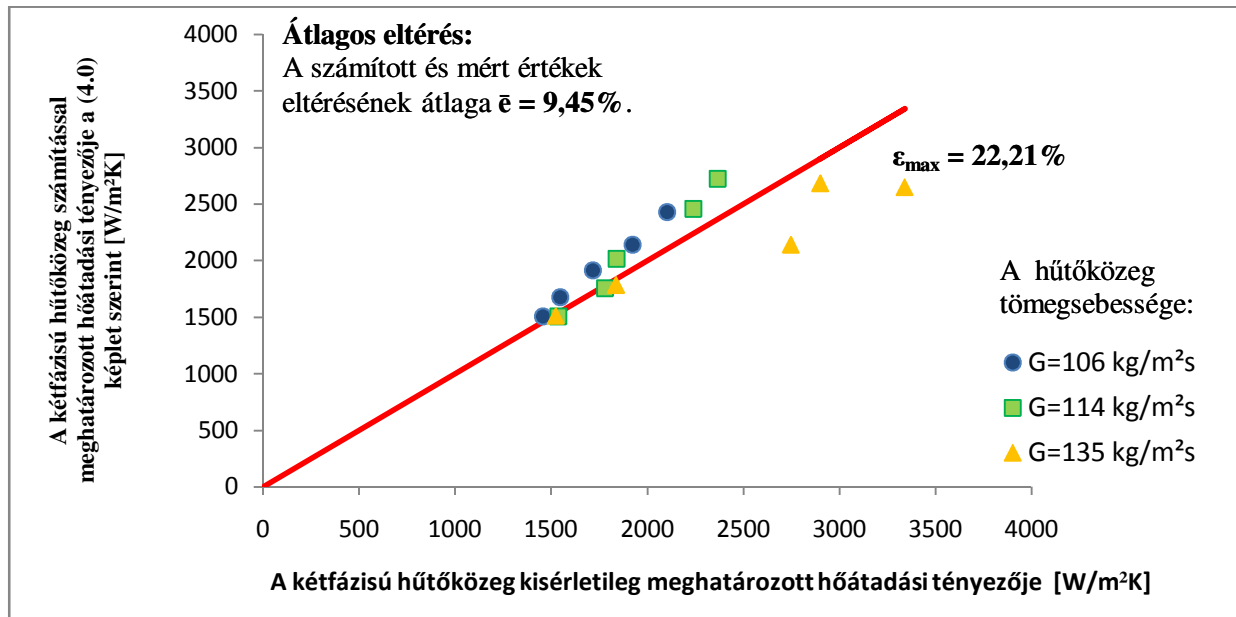
$$a = 0,431 \pm 0,2527; \quad b = 12,6 \pm 9,5; \quad c = 4,14 \pm 1,2 \quad \text{és} \quad d = 4,80 \pm 1,35.$$

A (4.0) képlet konfidencia intervalluma: $\alpha_{kf} - 289$; $\alpha_{kf} + 289$.

A bemutatott (4.1) és a (4.2) képletek meghatározása a következő mérési körülmények és feltételek mellett történt:

Munkaközeg:	R134a.
Tömegáram-sűrűség:	$G = 106; 114; 135 \left[\frac{kg}{m^2s} \right]$.
Reynolds-szám tartomány:	$2461 < Re < 3155 [-]$.
A belépő hőmérséklet:	$T_{hk} = 4,6; 4,7; 5,4 [^\circ C]$.
Góztartalom:	$x = 0,09 \div 0,98 [-]$.
Csőátmérő:	$d_b = 6 [mm]$.
Csővek száma:	$n = 5 [db]$.
Fűtési teljesítmény:	$\dot{q} = 3 [kW]$.
Az elpárologtató hossza:	$L = 3 [m]$.

A következő 4.1. ábrán bemutatom az új kétfázisú elpárologtató hőátadási tényező értékeinek eltérését a mérésekből nyert értékektől.



4.1. ábra: Az elpárolgási hőátadási tényezőre a saját modellel kapott értékek (4.0 képlet) összehasonlítása a mért értékekkel

A fenti 4.1. ábrából látható, hogy az általam felállított modell által szolgáltatott értékek maximális eltérése $\epsilon_{\max} = 22,21\%$, míg az átlagos eltérés mindössze $\bar{\epsilon} = 9,45\%$.

A 4.1. táblázatban összefoglaltam a különböző modellekből számított értékek eltérését a mérési eredményektől.

4.1. táblázat: A szakirodalomban alkalmazott elpárolgási hőátadási tényezők összehasonlítása

<i>Kétfázisú hőátadási modell</i>	<i>Átlagos relatív hiba $\bar{\epsilon}$</i>	<i>Maximális eltérés ϵ_{\max}</i>
Chen [12]	30 %	50 %
Bertsh [15]	15 %	75 %
Kattan [16]	9,7 %	24,8 %
Kwang [17]	20 %	55 %
Új elpárolgási hőátadási tényező (4.0) egyenlet	9,45 %	22,21 %

A 4.1. táblázatban közölt értékek mutatják, hogy a vizsgált tartományban a legkedvezőbb eredményeket az általam kifejlesztett (4.0) képlet adja.

2. Tézis

A csőköteges kondenzátor csöveiben áramló kétfázisú hűtőközeg hőátadási tényezőjének meghatározására a szakirodalomban bemutatott modellekkel nyerhető eredményekhez képest a lefolytatott méréseim alapján egy új, pontosabb képletet fejlesztettem ki az R134a hűtőközegre. Közöltem a képlet alkalmazhatóságának korlátait és konfidencia intervallumokkal mutattam be a képlet paramétereinek hibáit.

Kapcsolódó publikáció: [4]; [7].

Az eredmények kiértékelésével a kondenzátor csöveiben áramló kétfázisú hűtőközeg hőátadási tényező meghatározására az alábbi összefüggést állítottam fel:

$$\alpha_{kf} = a \cdot e^{Re_e \cdot b} \cdot Pr^c \cdot \frac{\lambda}{d}, \quad (4.8)$$

ahol

$$Re_e = \frac{G_{ekv.} \cdot d}{\mu_f} \quad \text{- ekvivalens Reynolds-szám,}$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda} \quad \text{- Prandtl-szám,}$$

$$G_{ekv.} = G \cdot \left[(1-x) + x \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{0.5} \right] \quad \text{- ekvivalens tömegsebesség.}$$

A konstansok értékei és a konfidencia intervallumok a Student-féle t-eloszlás alapján a hőátadási tényező (4.8) képletében 95% megbízhatósági szinten:

$$a = 28,6 \pm 5,16; \quad b = 3,15 \cdot 10^{-5} \pm 4,48 \cdot 10^{-6} \text{ és } c = 1,11 \pm 0,88.$$

A (4.8) képlet konfidencia intervalluma: $\alpha_{kf} - 78$; $\alpha_{kf} + 78$.

A bemutatott (4.8) képlet a meghatározása a következő mérési körülmények és feltételek mellett történt:

Munkaközeg: R134a.

Tömegáram-sűrűség: $G = 106; 114; 135 \left[\frac{kg}{m^2s} \right]$.

Reynolds-szám tartomány: $3500 < Re < 4950 [-]$.

A belépő hőmérséklet: $T_{hk} = 34,51; 35,49; 38,94 [^\circ C]$.

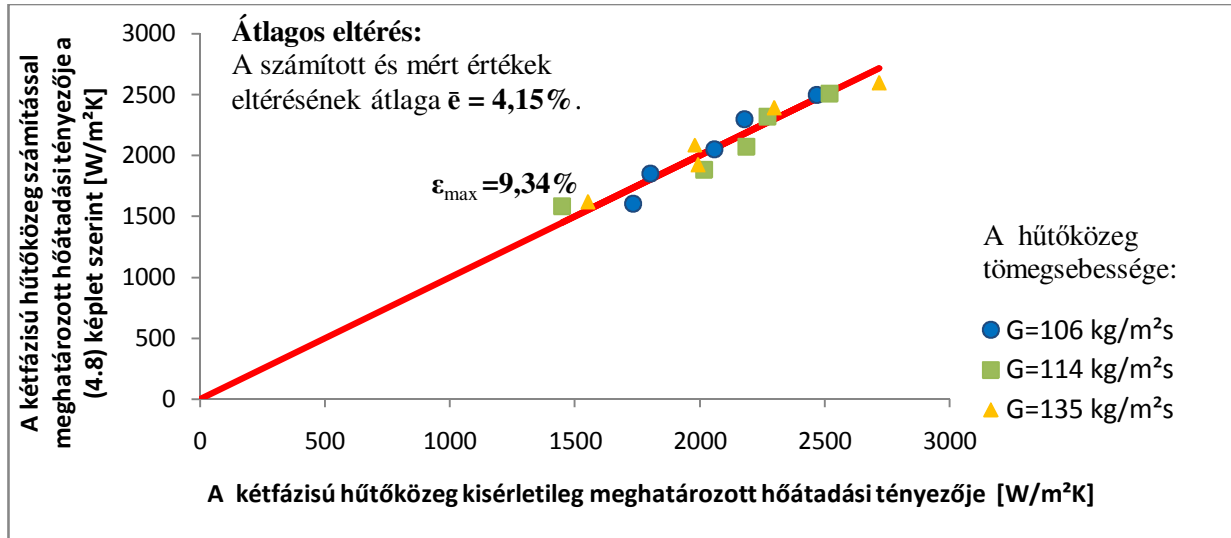
Gőztartalom: $x = 0,99 \div 0,09 [-]$.

Csőátmérő: $d_b = 6 [mm]$.

Csővek száma: $n = 5 [db]$.

A kondenzátor hossza: $z = 3 [m]$.

A következő 4.2. ábrán bemutatom a mérésekből nyert kétfázisú kondenzációs hőátadási tényező értékeinek eltérését az új hőátadási egyenlet által adott értékektől.



4.2. ábra: Az új kondenzációs hőátadási modellből (4.8 képlet) számításal nyert értékek összehasonlítása a mérési értékekkel

A fenti 4.2. ábrából látható, hogy az általam felállított modell által szolgáltatott értékek maximális eltérése $\epsilon_{max} = 9,34\%$, míg az átlagos eltérés mindössze $\bar{\epsilon} = 4,15\%$.

A 4.2. táblázatban összefoglaltam a különböző modellekből kapott hőátadási tényezők hibáit.

4.2. táblázat: A szakirodalomban alkalmazott kondenzációs hőátadási tényezők összehasonlítása

<i>Kétfázisú hőátadási modell:</i>	<i>Átlagos relatív hiba $\bar{\epsilon}$</i>	<i>Maximális eltérés ϵ_{max}</i>
Akers [18]	6,41 %	16,27 %
Shah [19]	26,88 %	58 %
Tang [20]	75,1 %	211 %
Thome [21]	8,7 %	34,62 %
Új kondenzációs hőátadási tényező a (4.8) egyenlet szerint	4,15 %	9,34%

3. Tézis

A csőköteges elpárolgató és kondenzátor csöveiben áramló egy- és kétfázisú hűtőközeg nyomásvesztésének meghatározására a szakirodalomban bemutatott modellekkel nyerhető eredményekhez képest egy új, pontosabb eredményeket szolgáltató modellt fejlesztettem ki az R134a hűtőközegre.

Kapcsolódó publikáció: [5].

A céloom az volt, hogy az egyes szerzők által különválasztva meghatározott súrlódási és inerciális nyomásvesztéseket komplexen, együtt határozzam meg. Az inerciális nyomásvesztést a közeg konvektív gyorsulása okozza, amely csak a kompresszibilis gőzfázisban jelentkezik. A nyomásvesztés meghatározásának komplex módját a Navier-Stokes egyenlet adja.

Az új tudományos eredmény a kétfázisú hűtőközeg és a túlhevített gőz nyomásvesztésének meghatározására szolgáló számítási képlet:

$$\frac{\Delta p}{\Delta z} = - \left(\frac{\dot{m}}{A} \right)^2 \cdot v'' \cdot \frac{\Delta x}{\Delta z} - \frac{\lambda}{2 \cdot d} \cdot \left(\frac{\dot{m}}{A} \right)^2 \cdot v'' \cdot x. \quad (4.9)$$

A Navier-Stokes egyenletből származtatott (4.9) egyenlet igen nagy pontossággal írja le a kétfázisú hűtőközeg csőben történő áramlása során jelentkező nyomásvesztést. A differenciaegyenlet alkalmazásához az szükséges, hogy ismerjük a fajlagos gőztartalom (x) értékeit a cső mentén. Ennek ismeretében előállítható a nyomásváltozás $\Delta p/\Delta z$ gradiense numerikusan. Ha ismerjük az (x) gőztartalom csőtengely (z) menti alakulását polinomiális leírással, akkor a differenciaegyenlet differenciál egyenletté történő visszaalakítást követően analitikusan is megoldható.

A bemutatott (4.9) képlet meghatározása a következő mérési körülmények és feltételek mellett történt:

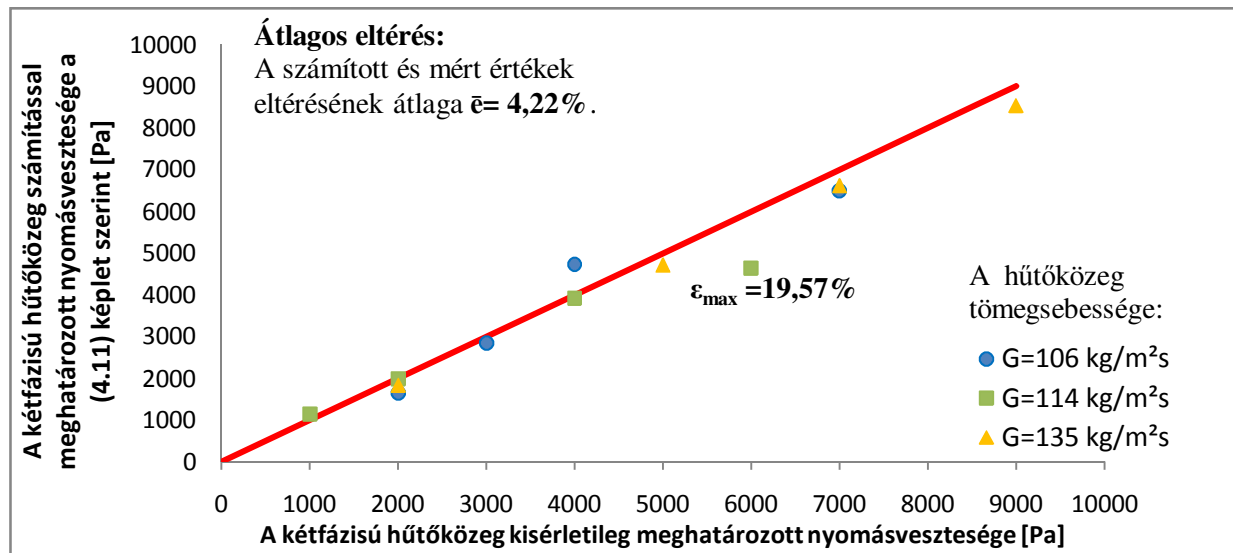
Munkaközeg:	R134a.
Tömegáram-sűrűség:	$G = 106; 114; 135 \left[\frac{kg}{m^2s} \right]$.
Reynolds-szám tartomány:	$3500 < Re < 4950 [-]$.
A belépő hőmérséklet:	$T_{hk} = 34,51; 35,49; 38,94 [^{\circ}C]$.
Gőztartalom:	$x = 0,99 \div 0,09 [-]$.

Csőátmérő: $d_b = 6 \text{ [mm]}$.

Csővek száma: $n = 5 \text{ [db]}$.

Az elpárolgató hossza: $z = 3 \text{ [m]}$.

A következő 4.3. ábrán bemutatásra kerül a mérésekből nyert kétfázisú elpárolgási nyomásveszteség értékeinek eltérése az új nyomásveszteségi modell által adott értékektől.



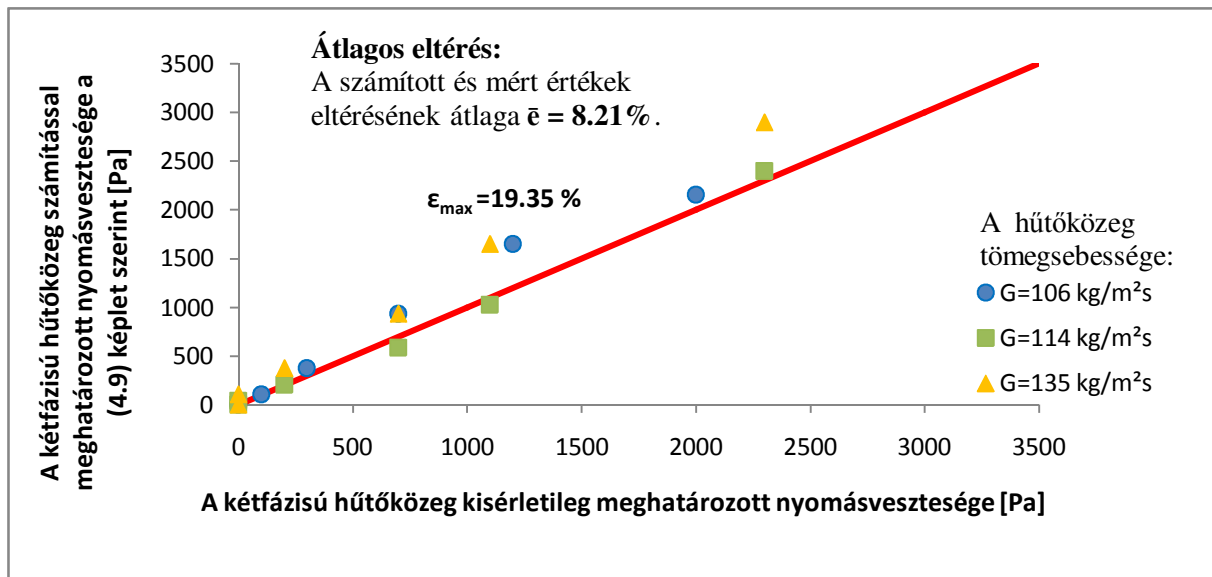
4.3. ábra: Az elpárolgatóban a nyomásveszteség meghatározására kifejlesztett saját modell (4.9 képlet) által adott értékek összehasonlítása a mért értékekkel

A fenti 4.3. ábrából látható, hogy a kétfázisú hűtőközeg nyomásveszteségének meghatározására általam kifejlesztett matematikai modellből nyert értékek legnagyobb eltérése a mérési értékekhez viszonyítva $\varepsilon_{max} = 19,57 \%$, míg az átlagos eltérés $\bar{\varepsilon} = 4,22 \%$. A 4.3. táblázatban összefoglaltam a különböző modellekkel nyert értékek eltérését a mérési eredményektől.

4.3. táblázat: A hűtőközeg nyomásveszteség értékeinek összehasonlítása az elpárolgatóban

<i>Kétfázisú nyomásveszteségi modell</i>	<i>Átlagos relatív hiba $\bar{\varepsilon}$</i>	<i>Maximális eltérés ε_{max}</i>
Wilson [22]	18,6 %	52 %
Friedel [23]	22,44 %	60 %
Lockhart és Martinelli [24]	24,52 %	59 %
Grönnerud [25]	14,56 %	28 %
A hűtőközeg nyomásvesztesége az elpárolgatóban a (4.9) egyenlet szerint	4,22 %	19,57%

A következő 4.4. ábrán bemutatom a kifejlesztett (4.9) számítóképlettel meghatározott eredményeknek a mért értékekkel való összehasonlítását.



4.4. ábra: A kondenzátorban a nyomásvesztés meghatározására kifejlesztett saját modell (4.9 képlet) által adott értékek összehasonlítása a mért értékekkel

A fenti 4.4. ábrából látható, hogy a kétfázisú hűtőközeg nyomásvesztésének meghatározására általam kifejlesztett matematikai modellből nyert értékek legnagyobb eltérése a mérési értékekhez viszonyítva $\epsilon_{max} = 19,57\%$, míg az átlagos eltérés $\bar{\epsilon} = 4,22\%$.

A 4.4. táblázatban összefoglaltam a különböző modellekkel nyert értékek eltérését a mérési eredményektől.

4.4. táblázat: A hűtőközeg nyomásvesztés értékeinek összehasonlítása a kondenzátorban

<i>Kétfázisú nyomásvesztési modell</i>	<i>Átlagos relatív hiba $\bar{\epsilon}$</i>	<i>Maximális eltérés ϵ_{max}</i>
Wilson [22]	23,88 %	32,47 %
Friedel [23]	25,98 %	80,02 %
Lockhart és Martinelli [24]	55,74 %	180,28 %
Grönnerud [25]	16,69 %	29,55 %
A hűtőközeg nyomásvesztése a kondenzátorban a (4.9) egyenlet szerint	8,21%	19,35%

A 4.3. és a 4.4. táblázatok alapján látható, hogy a legkedvezőbb értékeket a kifejlesztett új (4.9) képlet adja.

4. Tézis

A csőköteges elpárolgató és kondenzátor köpenyterében áramló egyfázisú hűtött vagy fűtött közeg (víz) hőátadási tényezőjének meghatározására a szakirodalomban bemutatott modellekkel nyerhető eredményekhez képest a lefolytatott méréseim alapján egy új, pontosabb eredményeket szolgáltató hőátadási modellt és képletet fejlesztettem ki. Közöltem a képlet alkalmazhatóságának korlátait és konfidencia intervallumokkal mutattam be a képlet paramétereinek hibáit.

Kapcsolódó publikáció: [10].

A mérések során kapott értékeket felhasználva egy új számítóképletet alkottam a hőátadási tényező értékének meghatározására. Az új képlet alapja a hőátadási tényező meghatározására szolgáló egyenlet általános formája volt [26], [27]:

$$\alpha = E_1 \cdot Re^{E_2} \cdot Pr^{E_3} \cdot \frac{\lambda}{d} \left[\frac{W}{m^2K} \right].$$

Az új pontosított képlet:

$$\alpha_{viz} = a \cdot Re^b \cdot Pr^c \cdot \frac{\lambda}{D_e}, \quad (4.10)$$

ahol

$$Re = \frac{D_e \cdot G}{\mu} [-] \quad \text{-Reynolds-szám,}$$

$$G = \frac{\dot{m}}{S} \left[\frac{kg}{m^2s} \right] \quad \text{-tömegáram-sűrűség,}$$

$$S = \frac{D_b \cdot P_D \cdot L_b}{P_T} [m^2] \quad \text{-átáramlási keresztmetszet,}$$

$$D_e = \frac{4 \cdot \left(P_T^2 - \pi \cdot d_k^2 / 4 \right)}{\pi \cdot d_k} [m] \quad \text{-egyenértékű csőátmérő,}$$

$$Pr [-] \quad \text{-Prandtl-szám,}$$

$$\lambda \left[\frac{W}{mK} \right] \quad \text{-a víz hővezetési tényezője.}$$

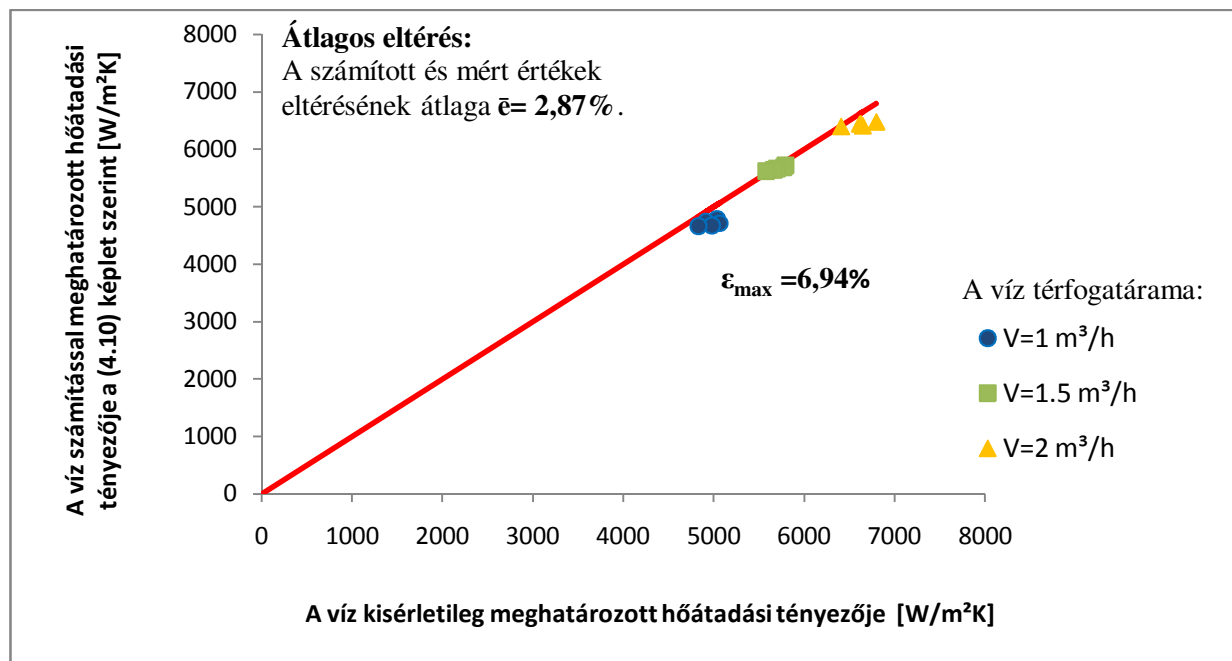
A konstansok értékei és a konfidencia intervallumok a Student-féle t-eloszlás alapján a hőátadási tényező (4.10) képletében 95% megbízhatósági szinten:

$$a = 1,66 \pm 0,66; \quad b = 0,432 \pm 0,171 \quad \text{és} \quad c = 0,0382 \pm 0,0151.$$

A (4.10) képlet konfidencia intervalluma: $\alpha_{viz} - 83$; $\alpha_{viz} + 83$.

A bemutatott (4.10) képletet a következő mérési körülmények adatainak felhasználásával fejlesztettem ki:

Munkaközeg:	Víz.
Térfogatáram:	$\dot{V} = 1; 1,5 \text{ és } 2 \left[\frac{m^3}{h} \right]$.
Reynolds-szám tartomány:	$3800 < Re < 8000 [-]$.
A belépő hőmérséklet:	$T_{be} = 13 [^{\circ}C]$.
Köpeny belső átmérője:	$d_b = 32 [mm]$.
Csőátmérő:	$d_k = 8 [mm]$.
Csövek száma:	$n = 5 [db]$.
Csövek elhelyezkedése:	$\theta = 30^{\circ}$.
Terelőlemezek távolsága:	$L_b = 75 [mm]$.
A terelőlemez ablakok kivágása:	$k_r = 50 [\%]$.
Az elpárologtató hossza:	$z = 3 [m]$.



4.5. ábra: A köpenytéri hőátadási tényező értékeinek meghatározására kifejlesztett saját modell (4.10 képlet) összehasonlítása a mért értékekkel

A 4.5. ábrán látható, hogy az általam felállított köpenyoldali hőátadási tényező által szolgáltatott értékek maximális eltérése $\varepsilon_{max} = 6,94 \%$, míg az átlagos eltérés a mérési értékektől $\bar{\varepsilon} = 2,87\%$, ami a legkedvezőbb érték a bemutatott modellek között.

A következő táblázatban összefoglaltam a köpenyterében áramló közegre a különböző modellek által adott hőátadási tényező értékek eltérését a mérési eredményektől.

4.5. táblázat: A köpenytéri víz hőátadási tényezőinek hibái és azok összehasonlítása

<i>Egyfázisú hőátadási modell</i>	<i>Átlagos relatív hiba $\bar{\varepsilon}$</i>	<i>Maximális eltérés ε_{max}</i>
Kern [28]	8,9 %	14,7 %
Bell-Delaware [29]	4,2 %	7,06 %
Taborek [30]	3,5 %	6,92 %
Új köpenytéri (víz oldali) hőátadási tényező a (4.10) egyenlet szerint	2,87 %	6,94 %

5. Tézis

Az elpárolgató és kondenzátor köpenyterében áramló egyfázisú közeg (víz) nyomásveszteségének meghatározására a szakirodalomban bemutatott modellekkel nyerhető eredményekhez képest a lefolytatott méréseim alapján egy új, pontosabb eredményeket szolgáltató modellt fejlesztettem ki. A modell lényeges eleme a terelőlemezek által kifejtett ellenállások meghatározását célzó új, egyedi, átlagos ellenállástényező bevezetése és értékének meghatározása. Közöltem az ellenállástényező értékét, alkalmazhatóságának korlátait és konfidencia intervallummal mutattam be az ellenállástényező hibáját.

Kapcsolódó publikáció: [10].

A mérések során kapott értékeket felhasználva egy új matematikai modellt alkottam az elpárolgató és a kondenzátor köpenyterében áramló víz nyomásveszteségének meghatározására.

A köpenyterében áramló közegben fellépő nyomásveszteségét a Darcy-Weisbach [31] összefüggés szerint határoztuk meg.

$$\Delta p = \left(\lambda_{cs} \cdot \frac{\Delta z}{D_e} + \xi \right) \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho, \quad [Pa]. \quad (4.11)$$

A csőköteges hőcserélőben a határoló felületeket hidraulikailag sima felületeknek tekintetem. Csősúrlódási tényező meghatározása Blasius [31] szerint, amely a hidraulikailag sima csőre érvényes, ha $Re < 10^5$:

$$\lambda_{cs} = \frac{0,316}{Re^{0,25}} [-], \quad (4.12)$$

ahol

$$Re = \frac{w \cdot D_e}{\nu} \quad - \text{Reynolds-szám,}$$

$$D_e = \frac{4 \cdot A}{U} = \frac{(D_k^2 - n \cdot D^2)}{(D_k + n \cdot D)} \quad - \text{az egyenértékű átmérő,}$$

$$A = (D_k^2 - z \cdot D^2) \cdot \frac{\pi}{4} \quad - \text{a köpeny szabad keresztmetszete,}$$

$$U = (D_k + z \cdot D) \cdot \pi \quad - \text{a szabad keresztmetszet kerülete.}$$

A nyomásveszteség meghatározásának a kulcsa tehát az, hogy a terelőlemezekkel ellátott köpenytér átlagos alakú ellenállástényezőjét meghatározzuk a (4.11) egyenlet átalakításával:

$$\xi = \frac{2 \cdot \Delta p}{w^2 \cdot \rho} - \lambda_{cs} \cdot \frac{z}{D_e} [-]. \quad (4.13)$$

A mérések alapján a 3m hosszú hőcserélőkben 0.3 m közökkel megmért nyomásveszteség értékekből a matematikai statisztikai eszközökkel kiértékelt átlagos egyedi ellenállástényező értéke és konfidencia intervalluma a Student-féle t-eloszlás alapján 95% megbízhatósági szinten:

$$\xi = 3,09 \pm 0,47. \quad (4.14)$$

A bemutatott (4.11) számítási képletből a ξ egyedi ellenállástényező értékének meghatározását a következő mérési körülményekből származó mérési adatok felhasználásával végeztem:

Munkaközeg: Víz.

Térfogatáram: $\dot{V} = 1; 1,5; 2 \left[\frac{m^3}{h} \right]$.

Reynolds-szám tartomány: $3800 < Re < 8000 [-]$.

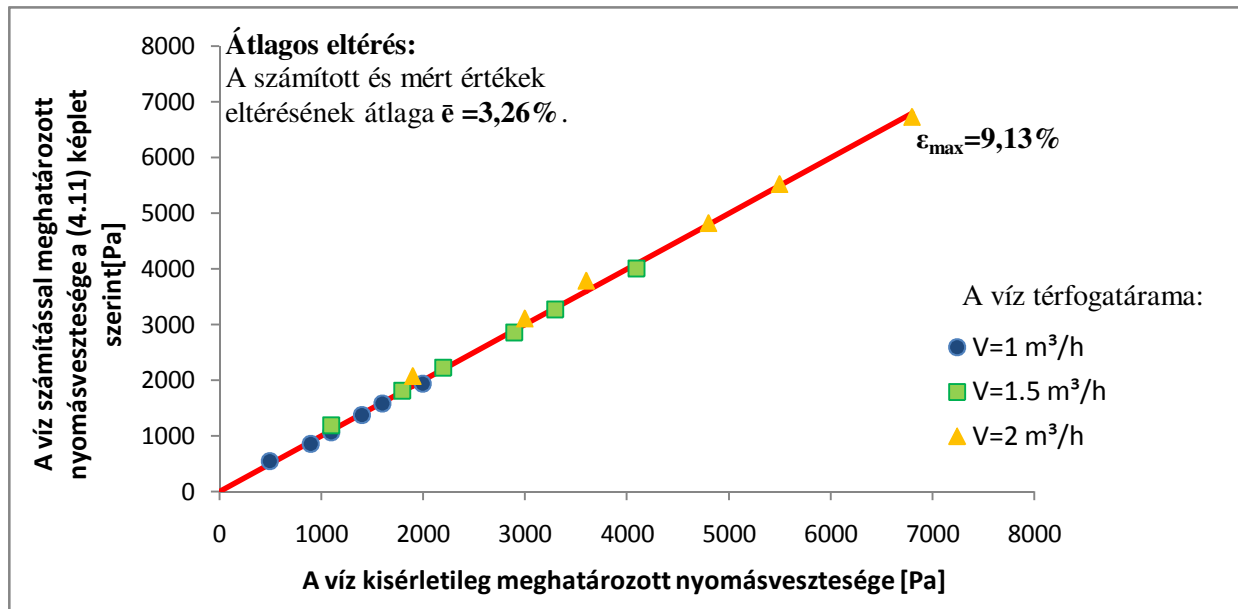
A belépő hőmérséklet: $T_{be} = 13 [^\circ\text{C}]$.

Köpeny belső átmérője: $d_b = 32 \text{ [mm]}$.

Csőátmérő: $d_k = 8 \text{ [mm]}$.

Csővek száma: $n = 5 \text{ [db]}$.

A következő 4.6. ábrán bemutatom a köpenytérben áramló közeg (víz) mért nyomásvesztésének eltérését az új, általam kifejlesztett képlet által adott értékektől.



4.6. ábra: Az új nyomásvesztési modellből (4.11 képlet) nyert értékek összehasonlítása a mért értékekkel

A fenti ábrából látható hogy, a felállított képlet által adott értékek legnagyobb eltérése $\epsilon_{max} = 9,13 \%$ a mért értékekhez viszonyítva. Az átlagos eltérés pedig $\bar{\epsilon} = 3,26\%$. A következő táblázatban összefoglaltam a különböző modellekkel számolt értékek eltérését a mérési eredményektől.

4.6. táblázat: A nyomásvesztés meghatározására szolgáló modellek összehasonlítása

<i>Nyomásvesztési modell</i>	<i>Átlagos relatív hiba $\bar{\epsilon}$</i>	<i>Maximális eltérés ϵ_{max}</i>
Kern [28]	13,51 %	17,45 %
Bell-Delaware [29]	5,29 %	11,75 %
J. Taburek [30]	5,42 %	8,68 %
A kifejlesztett új modell, a (4.11) egyenlet szerint	3,26 %	9,13 %

6. Tézis

Kifejlesztettem a víz-víz hőszivattyús fűtőrendszer üzemének leírását célzó matematikai modellt állandósult állapotra. A modell segítségével meg tudjuk határozni egy-egy adott fűtési hőigényhez a hőszivattyús rendszer optimális munkapontját és ezen belül a teljesítménytényező maximális értékét. A matematikai modell megoldásához a Runge-Kutta és Adams-Moulton módszert használtam fel, ehhez C++ nyelven számítógépi programot írtam meg.

Kapcsolódó publikációk: [1]; [3]; [6]; [8]; [9]; [11].

Az általam felállított hőszivattyús matematikai modell determinisztikus, elosztott paraméterű és stationer azaz a változók közötti kapcsolatok egyértelműen definiálhatók, az időtől függetlenek, és a paraméterek a hely szerinti értékekkel lettek figyelembe véve. A hőcserélők matematikai modelljei kapcsolt differenciálegyenletekkel lettek leírva, míg a kompresszor és a fojtószelep modellje koncentrált paraméterű algebrai egyenletekkel. A matematikai modellt az alap- és segédegyenletek képezik.

Az alapegyenletek az elpárologtatóra:

- **Az áramló hűtőközeg tömegmegmaradását kifejező differenciális mérlegegyenlet:**

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot w)}{\partial z} = 0.$$

- **Állandósult állapotra:**

$$\frac{\partial(\rho \cdot w)}{\partial z} = 0.$$

$$\rho \cdot w = G = \text{constans}. \quad (4.15)$$

- **A mozgási egyenlet (dinamikai egyenlet):**

$$\frac{\partial(\rho \cdot w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot w \cdot w)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} - \frac{\lambda_{cs}}{2 \cdot d} \cdot w^2 \cdot \rho.$$

- **Állandósult állapotra:**

$$\frac{\partial(\rho \cdot w^2)}{\partial z} + \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\lambda_{cs}}{2d} \cdot w^2 \cdot \rho = 0. \quad (4.16)$$

- **Az áramló hűtőközeg energiájának mérlegegyenlete:**

$$\frac{\partial(\rho \cdot h_0)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot w \cdot h_0)}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial t} + \dot{q}_b \cdot \frac{K}{A}.$$

$$h_o = h + \frac{1}{2}w^2.$$

$$\dot{q}_b = \alpha_{hk} \cdot (T_{cső} - T_{HK}).$$

- **Állandósult állapotra:**

$$\frac{\partial(G \cdot (h + w^2/2))}{\partial z} - \dot{q}_b \cdot \frac{K}{A} = 0. \quad (4.16)$$

- **A hőátvitel mérlegegyenlete:**

$$\rho_{cső} \cdot c_{p_{cső}} \cdot A_{cső} \cdot \frac{\partial T_{cső}}{\partial t} = -\dot{q}_b + \dot{q}_k.$$

$$\dot{q}_k = \alpha_{viz} \cdot (T_{viz} - T_{cső}).$$

- **Állandósult állapotra:**

$$\alpha_{viz} \cdot (T_{viz} - T_{cső}) - \alpha_{hk} \cdot (T_{cső} - T_{HK}) = 0. \quad (4.17)$$

- **Az energia mérlegegyenlete, a víz és a hűtőközeg között:**

$$-\dot{m}_{viz} \cdot c_{p_{viz}} \cdot \frac{\partial T_{viz}}{\partial z} + \rho_{viz} \cdot c_{p_{viz}} \cdot A_{viz} \cdot \frac{\partial T_{viz}}{\partial t} + q_k = 0.$$

$$\dot{m}_{viz} \cdot c_{viz} \cdot (T_{viz,be} - T_{viz,ki}) - \alpha_{viz} \cdot (\overline{T}_{viz} - \overline{T}_{cső}) = 0. \quad (4.18)$$

Az alapegyenleteknek az elpárologtatóra specifikált formáit a hűtőközeg entalpiájának az állapotjelzőktől való függőségének figyelembe vételével az értekezésben mutattam be.

A segédegyenleteket a hőátadás és a nyomásvesztés meghatározására szolgáló ismert összefüggések képezik.

Az alapegyenleteket és a segédegyenleteket az összes rendszeremre felírtam, azok kapcsolt egyenletrendszert képeznek, a peremfeltételeket és a hűtőközeg állapotegyenleteit figyelembe véve a problémára specifikált Runge-Kutta és Adams-Moulton módszerrel a rendszer munkapontjai a fentiekben vázolt döntési paraméterek értékeit rögzítve tetszőleges fogyasztói hőigényhez meghatározhatók.

Az optimális üzemi pont, a maximális teljesítménytényező (COP) beállításához a beavatkozó jellemzők, a döntési változók a következők:

- A hidegvíz tömegárama,
- A hűtőközeg tömegárama,
- A fűtött víz tömegárama.

Az optimális üzemi pont megkeresését a optimalizációs mátrixok segítségével végeztük. Az optimalizációs mátrixokban a mátrix elemek a beavatkozó jellemzők különböző értékei mellett kialakuló teljesítménytényező (COP) értékeket tartalmazzák.

5. Eredmények alkalmazási lehetőségei, további feladatok

Az általam megalkotott elosztott paraméterű stacioner matematikai modell által szolgáltatott eredmények felhasználhatók víz-víz hőszivattyúk tervezésére, méretezésére, meglévő rendszerek üzemeltetésének optimalizálása, továbbá üzemeltetési vagy más szempontú döntések előkészítésére, támogatására.

E kutatás jelentőségét – tudományos, innovációs és oktatási értéke mellett – az adja, hogy a hőszivattyúk alkalmazása az Új Magyar Energiastratégia (Energiapolitika 2010 – 2030) egyik kiemelt fontosságú területe.

A hasznos eredmények ellenére kutatómunkám nem nevezhető befejezettnek, az alábbi kutatások elvégzése szükséges:

- Az alkalmazott csőköteges hőcserélő modellek helyett lemezes típusú hőcserélők termodinamikai viselkedésének modellezése, gyártói információk.
- A hőszivattyús matematikai modellben az R134a hűtőközeg állapotegyenletét alkalmaztam. A matematikai modell lehetővé teszi más hűtőközeg állapotegyenletének és termodinamikai tulajdonságainak a modellbe való beépítését.

6. Saját publikációs jegyzék

- [1] Garbai László, Sánta Róbert: A hőszivattyús rendszerek elpárologtatójának vizsgálata állandósult állapotban, Magyar Épületgépészet, LX. évfolyam, 2011/12 szám, HU ISSN 1215 9913, pp.11-16, Budapest, Hungary.
- [2] Róbert Sánta, József M. Nyers.: Csököteges elpárologtató hőátadási tényezőjének matematikai modelljei kétfázisú hűtőközegre, Magyar Épületgépészet, LIX. évfolyam, 2010/6. szám, HU ISSN 1215 9913, pp.18-22, Budapest, Hungary.
- [3] Jozsef M. Nyers, Robert Santa: Mathematical model of the heat pump coaxial evaporator with distributed steady state parameters, 41. KGH Congress, ISBN 978-86-81505-55-7, pp. 69-79, 1-3.XII, Belgrad, Serbia.
- [4] Robert Santa: The Analysis of Two-phase Condensation Heat Transfer Models Based on the Comparison of Boundary Condition, Acta Polytechnica Hungarica, Vol. 9, No. 6, 2012.
- [5] Róbert Sánta: Pressure Drop During Condensation of Refrigerant R134a Inside Horizontal Tubes, 3rd IEEE International Symposium on Exploitation of Renewable Energy Sources, EXPRESS 2011, IEEE number: CFP1188N-PRT, ISBN: 978-1-4577-0095-8, PP.117-122, 11-12 March, Subotica, Serbia.
- [6] R. Santa, L. Garbai: The mathematical model and numerical simulation of the heat pump system. Annals of Faculty Engineering, Hunedoara – International Journal of Engineering Tome XI 2013, Fascicule 4, pp.271-280, ISSN 1584-2673.
- [7] László Garbai, Róbert Sánta: Flow pattern map for in tube evaporation and condensation, 4th International Symposium on Exploitation of Renewable Energy Sources, EXPRESS 2012, ISBN: 978-86-85409-70-7, pp.125-130, 9-10 March, Subotica, Serbia.
- [8] Jozsef M. Nyers, Robert Santa: Stationary mathematical model of heating sistem with heat pump, 22th Internationale Konferenz “Science in Practice”, pp.59-66, 18 - 20. Mai, Schweinfurt, Deutschland.
- [9] Robert Santa: Investigation of the refrigerants characteristics in vapor compression systems, Acta Technica Corviniensis – Bulletin of Engineering, Tome V (2012), No. ACTA-07/2012-3, Fascicule 3/2012, July-September.

- [10] Róbert Sánta, László Garbai: A new heat transfer and pressure drop correlation of single phase flow on the shell side of heat exchanger, 6th International Symposium on Exploitation of Renewable Energy Sources, EXPRESS 2014, 27-29 March, Subotica, Serbia.
- [11] J. Nyers, R. Santa: Energy optimum of heating system with heat pump, 6th International multidisciplinary conference, 27-28 May, Scientific Bulletin, Serie C, XIX, ISSN-1224-3264, ISBN 973-87237-1-X, 2nd Volume, pp:545-551, Baia Mare, Romania.

7. Irodalmi hivatkozások

- [12] Chen, J. C 1966, A Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow, Industrial and Engineering Chemistry, Process Design and Development, Vol. 5, No. 3, pp. 322-329.
- [13] Dittus FW, Boelter LMK. University of California (Berkley) publications on engineering, vol. 2. Berkley (CA): University of California, 1930. p. 443.
- [14] Cooper, M.G. (1984). Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling – a wide ranging examination using reduced properties. Adv. Heat Transfer, 16, 157-239.
- [15] Bertsch, S.S., Groll, E.A., Garimella, S.V., 2009. A composite heat transfer correlation for saturated flow boiling in small channels. Int. J. Heat Mass Transfer 52, 2110–2118.
- [16] N. Kattan, J.R. Thome, D. Favrat, Flow boiling in horizontal tubes: part 2—new heat transfer data for five refrigerants, J. Heat Transfer 120 (1998) 148–155.
- [17] Kwang-II Choi, A.S. Pamitran, Chun-Young Oh, Jong-Taek Oh: Boiling heat transfer of R-22, R-134a, and CO₂ in horizontal smooth minichannels, International Journal of Refrigeration 30 (2007) 1336e1346.
- [18] W.W. Akers, H.A. Deans, O.K. Crosser, Condensing heat transfer within horizontal tubes, Chem. Eng. Progr. Symp. Series 55 (1959) 171–176.
- [19] Shah MM. Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equation and further study. ASHRAE Trans 1982; 88: 185–96.
- [20] Tang L. Empirical study of new refrigerant flow condensation inside horizontal smooth and micro-fin tubes. PhD thesis, University of Maryland at College Park, 1997.
- [21] N. Kattan, J.R. Thome, D. Favrat, Flow boiling in horizontal tubes: part 3—development of a new heat transfer model based on flow pattern, J. Heat Transfer 120 (1998) 156–165.

- [22] M.J. Wilson, T.A. Newell, J.C. Chato, C.A. Infante Ferreira, Refrigerant charge, pressure drop, and condensation heat transfer in flattened tubes, *International Journal of Refrigeration* 26 (2003) 442–451.
- [23] L. Friedel, Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow, *European Two-phase Flow Group Meeting, Ispra, Italy, 1979, Paper E2.*
- [24] R.W. Lockhart, R.C. Martinelli, Proposed correlation of data for isothermal twophase,two-component flow in pipes, *Chem. Eng. Prog.* 45 (1949) 39–48.
- [25] Grönnerud R. 1979. Investigation of liquid hold-up, flow-resistance and heat transfer in circulation type of evaporators, part IV: two-phase flow resistance in boiling refrigerants. In: *Annexe1972-1, Bull. De l’Inst. du Froid.*
- [26] H. Faltin, *Műszaki Hőtan, Műszaki Könyvkiadó, 1970, Budapest, Magyarország.*
- [27] Környei Tamás, *Hőátvitel, Műegyetemi Kiadó, 1999, Budapest, Magyarország.*
- [28] Kern,D.Q. (1950) *Process Heat Transfer (McGraw Hill).*
- [29] K.J. Bell, Delaware method for shell-side design, in: R.K. Shah, E.C. Subbarao, R.A. Mashelkar (Eds.), *Heat Transfer Equipment Design, Hemisphere Publishing Corporation, 1988, pp. 145–166.*
- [30] J. Taborek, *Shell-and-tube heat exchangers: single-phase flow 1983 Chapter 3.3, HEDH, Hemisphere P. Corporation.*
- [31] Darcy, H. 1857. *Recherches Experimentales Relatives au Mouvement de L'Eau dans les Tuyaux, 2 volumes, Mallet-Bachelier, Paris. 268 pages and atlas.*
- [32] Maiyaleh Tarek: *Csőben áramló hűtőközeg kondenzációja, MTA-Kandidátusi Disszertáció- BME, Budapest.*
- [33] Méhes Szabolcs: *Kompresszoros hőszivattyúk optimalizálása épületgépész feladatokra, Doktori értekezés Gépészmérnöki kar, BME, Budapest.*