



Magyar Agrár- és Élettudományi Egyetem
ÉPÜLET HŐIGÉNYÉHEZ ILLESZTETT TÖBB
HŐFORRÁSÚ HŐSZIVATTYÚ ELEMZÉSE

DOI: 10.54598/002000

Doktori értekezés tézisei

Hermanucz Péter

Gödöllő
2022

**A doktori iskola
megnevezése:**

Műszaki Tudományi Doktori Iskola

tudományága:

Műszaki Tudományok

vezetője:

Prof. Dr. Kalácska Gábor
egyetemi tanár, DSc
Magyar Agrár és Élettudományi Egyetem,
Műszaki Intézet

témavezető:

Prof. Dr. Barótfi István CSc.
professor emeritus
Magyar Agrár és Élettudományi Egyetem
Mechanikai és Géptani Intézet

társ-témavezető:

Dr. Géczi Gábor
habilitált egyetemi docens, PhD
Magyar Agrár és Élettudományi Egyetem
Környezetgazdálkodási Intézet

.....
Az iskolavezető jóváhagyása

.....
A témavezető jóváhagyása

TARTALOMJEGYZÉK

JELÖLÉSJEGYZÉK.....	5
1 BEVEZETÉS.....	7
1.1 A téma időszerűsége, jelentősége	7
1.2 Célkitűzések	8
2 ANYAG ÉS MÓDSZER.....	9
2.1 A méréshez használt eszközök	9
2.1.1 <i>A több hőforrású hőszivattyú fizikai modellje.....</i>	<i>9</i>
2.1.2 <i>A leolvasztási ciklus vizsgálatához használt berendezés.....</i>	<i>13</i>
2.1.3 <i>A több hőforrású hőszivattyú műszerezése.....</i>	<i>15</i>
2.1.4 <i>A leolvasztási ciklus vizsgálatához használt berendezés műszerezése</i>	<i>15</i>
2.2 Az alkalmazott mérési beállítások	16
2.2.1 <i>A két hőforrású hőszivattyú esetén alkalmazott beállítások.....</i>	<i>16</i>
2.2.2 <i>A leolvasztási ciklusok vizsgálatánál alkalmazott beállítások</i>	<i>17</i>
2.3 Kiértékelési módszerek	18
2.3.1 <i>Nehezen mérhető jellemzők meghatározása.....</i>	<i>18</i>
2.3.2 <i>A több hőforrású hőszivattyú elpárologtatóinak teljesítményaránya</i>	<i>18</i>
2.3.3 <i>Az adatok rögzítése, távoli elérés</i>	<i>18</i>
2.3.4 <i>Az adatok értékelésének matematikai háttere</i>	<i>19</i>
2.3.5 <i>A leolvasztási ciklusidők meghatározása</i>	<i>19</i>
3 EREDMÉNYEK.....	20
3.1 A több hőforrású hőszivattyús rendszer kísérleti eredményei.....	20
3.1.1 <i>Levegő és víz hőforrás egyidejű, párhuzamos üzemének vizsgálata.....</i>	<i>20</i>
3.1.2 <i>Párhuzamosan üzemelő elpárologtatók teljesítmény arányának beállítása nyomásszabályzó szeleppel.....</i>	<i>21</i>
3.1.3 <i>Párhuzamosan üzemelő elpárologtatók teljesítmény aránya szabályozás nélkül.....</i>	<i>22</i>
3.1.4 <i>A szabályozott és az önbeálló rendszer összehasonlítása</i>	<i>25</i>

3.1.5 Szoftverben modellezett jellemzők és összehasonlításuk a mérési eredményekkel.....	27
3.2 Leolvasztási ciklus mérés eredményei.....	29
3.2.1 A leolvasztási ciklus mérési eredményeinek értékelése.....	29
3.2.2 Az éves teljesítmény kiesés csökkentésének módja kiegészítő hőforrás alkalmazásával.....	32
3.3 Új tudományos eredmények.....	34
4 ÖSSZEFOGLALÁS.....	37
5 AZ ÉRTEKEZÉS TÉMAKÖRÉHEZ KAPCSOLÓDÓ KIEMELT PUBLIKÁCIÓK.....	39

JELÖLÉSJEGYZÉK

E	a hűtőközegekre jellemző konstans	[perc]
h_1	entalpia érték a kompresszor szívó csonkjánál	[kJ kg ⁻¹]
h_2	entalpia érték a kompresszor nyomó csonkjánál	[kJ kg ⁻¹]
h_3	entalpia érték az expanziós szelep előtt	[kJ kg ⁻¹]
h_5	entalpia érték a levegő hőforrású elpárologtató után	[kJ kg ⁻¹]
h_6	entalpia érték a víz hőforrású elpárologtató után	[kJ kg ⁻¹]
k	víz-levegő hőforrás teljesítmény aránya	[-]
L	a hűtőközegekre jellemző konstans	[-]
$\dot{m}_{R\text{levegő}}$	levegő hőforrású elpárologtató hűtőközeg tömegárama	[g s ⁻¹]
$\dot{m}_{R\text{víz}}$	víz hőforrású elpárologtató hűtőközeg tömegárama	[g s ⁻¹]
\dot{m}_R	kondenzátor hűtőközeg tömegárama	[g s ⁻¹]
P_{evap}	elpárolgási nyomás beviteli mező a Solkane 7 szoftverben	[kPa]
P_1	nyomás a kompresszor szívó csonkjánál	[kPa]
P_2	nyomás a kompresszor nyomó csonkjánál	[kPa]
P_3	nyomás a kondenzátorban	[kPa]
P_{E5}	nyomás a levegő hőforrású elpárologtatóban	[kPa]
P_{E6}	nyomás a víz hőforrású elpárologtatóban	[kPa]
P_{vill}	a kompresszor fölvetett villamos teljesítménye	[W]
$\dot{Q}_{\text{víz}}$	víz hőforrású elpárologtató elpárologtató hőteljesítménye	[W]
$\dot{Q}_{\text{levegő}}$	levegő hőforrású elpárologtató hőteljesítménye	[W]
\dot{Q}_K	kondenzátor hőteljesítménye	[W]
Q_{evap}	elpárolgási hőtelj. beviteli mező a Solkane 7 szoftverben	[W]
Q_H	a rendszerbe belépő hő (a rendszerbe bevezetett hőenergia)	[W]
Q_{be}	bevezetett hőmennyiség	[W]
Q_c	a rendszerből a hideg tartályba átáramló teljes hőenergia	[W]
Q_{ki}	elvont hőmennyiség	[W]
\dot{Q}_e	az elpárologtató teljesítménye	[W]
RH	relatív páratartalom	[%]
S_A	a komprimált gáz entrópiája	[J K ⁻¹]
S_B	az expandált gáz entrópiája	[J K ⁻¹]
T_1	gőzhőmérséklet a kompresszor szívó csonkjánál	[°C]
T_2	gőzhőmérséklet a kompresszor nyomó csonkjánál	[°C]
T_3	folyadék hőmérséklet az expanziós szelep előtt	[°C]
T_5	gőz hőmérséklet a levegő hőforrású elpárologtató után	[°C]
T_6	gőz hőmérséklet a víz hőforrású elpárologtató után	[°C]
T_a	Külső léghőmérséklet	[°C]
t_{ciklus}	üzemi ciklus hossza	[perc]
$t_{\text{kiesés}}$	leolvasztási ciklusok miatti üzemidő kiesés	[perc]
t_{leolv}	leolvasztási ciklus hossza	[perc]
t_{opt}	optimális üzemidő két leolvasztási ciklus között	[perc]

T_H	a meleg tartály abszolút hőmérséklete	[perc]
V	térfogat	[m ³]
W	kompresszor munka	[kJ]
X	leolvasztási ciklusok miatti üzemidő kiesés-arány	[-]
y_i	az i -edik mért érték	
\hat{y}	az adott x értékhez tartozó illesztett függvény értéke	

Görög betűk

η	a rendszer hatásfoka	[-]
--------	----------------------	-----

Rövidítések

SCOP	Szezonális teljesítmény tényező
COP	Effektív teljesítmény tényező
EVI	Hűtött gőz befecskendezés
PID	Arányos-Integráló-Differenciáló jellegű szabályzó
COP_{ind}	Indikált teljesítmény tényező
EER	Hűtési teljesítmény tényező
RMSE	Átlagos négyzetes hibák gyöke
GWP	Globális felmelegítő képesség
ODP	Ózontató képesség
TEWI	Teljes egyenértékű felmelegítő képesség
ARH	Alsó robbanási határ
FRH	Felső robbanási határ

1 BEVEZETÉS

Doktori disszertációmban elsősorban mérési eredményekre támaszkodva vizsgálom két hőforrás egyidejű, párhuzamos hasznosításának lehetőségeit fűtési célú hőszivattyúk esetében, valamint a levegő hőforrást hasznosító elpárologtatók jégmentesítése által bekövetkező teljesítmény kiesést.

1.1 A téma időszerűsége, jelentősége

Az újépítésű lakóingatlanok energia felhasználásának csökkentése fontos célkitűzés energetikai és környezetvédelmi szempontból. A fűtési hőigény az épületek korszerűsítésével csökken, előtérbe kerülnek az alacsony hőmérsékleten üzemelő fűtési rendszerek, melyeket egyre gyakrabban hőszivattyúk táplálnak. Ezzel együtt a használati melegvíz készítésre fordított energia mennyisége és hőmérséklet szintje közel változatlan maradt, így arányuk a megszokotthoz képest eltolódott a melegvíz készítés javára. Ez a jelenség alapvetően átforgalmazza a lakóépületek energia felhasználásának időbeli eloszlását és hőmérséklet szintjét, ami egyfelől kedvez a hőszivattyúk alkalmazásának, másrészt viszont nehezen szolgálható ki optimálisan egy hőforrás alkalmazásával. Tekintve, hogy a lakóépületek energia igényeinek korábban említett átrendeződésével magasabb külső hőmérsékleten is jelentős hőigény jelentkezik, önállóan levegő- vagy talajhő hőforrásra alapozva nem érhető el maximális szezonális teljesítmény tényező (SCOP).

A hűtéstechnika régebbi hagyományokkal rendelkezik, mint a fűtési célú hőszivattyúzás, ám a lehetőség, hogy a folyamat megfordítható – helyesebben: a folyamat „meleg oldalát” tekintjük hasznosnak- már meglehetősen régen fölmerült (Komondy, 1952), azonban az akkori technológia és energia árak, továbbá a magasabb hőmérsékleten igényelt hőenergia miatt ezek nem terjedtek el. Feltehetően az energiaárak alakulása miatt azonban kisebb visszaesés következett be, majd az ezredforduló után, napjainkig tartó reneszánszát éli, és az alkalmazási körülmények változása következtében egyre nagyobb teret hódít magának. A hőszivattyúk túlnyomó többsége alapvetően a környezeti levegő vagy víz közvetítő közeg segítségével a talaj hőtartalmát hasznosítja.

A talajhő hasznosítása alapvetően alacsony külső hőmérsékletnél élvez előnyt, hiszen itt magasabb a hőmérséklete a levegőnél, és a leolvasztási ciklusok sem befolyásolják a teljesítményt.

A levegő hőforrás pedig előnyösen alkalmazható 10°C-nál magasabb hőmérsékleten, mert ekkor nem kell számolni a leolvasztási ciklusokból eredő teljesítmény csökkenéssel. Magas külső hőmérséklet esetén magasabb elpárolgási hőmérséklet érhető el a talajhő hasznosításához viszonyítva levegő hőforrás alkalmazásával.

1.2 Célkitűzések

Feltételezésem, hogy az elérhető műszaki megoldások kombinálásával, több elpárologtató alkalmazásával a hőszivattyú üzeme illeszthető az adott időpontban rendelkezésre álló hőforrásokhoz és jelentkező hőigényekhez. A hőcserélők kapcsolási, szabályozási módjait vizsgálom, ahogy a szoftveres modellezési eljárásokat is. Értekezésemben vizsgálom a lakóépületek hőigényének ellátására a gyakorlatban megfelelő hőszivattyú típusok felépítését, majd javaslatot teszek két hőforrás egy rendszeren belül történő alkalmazásának lehetőségeire. Fizikai modell létesítése és méréssorozatok elvégzésével nyert adatok felhasználásával a rendelkezésre álló szoftveres modellezési lehetőségek továbbfejlesztésére mutatok be megoldási lehetőséget.

Külön vizsgálom a jelenleg alkalmazott monoenergetikus, levegő hőforrással rendelkező hőszivattyúk leolvasztási ciklusait, ami felvetésem szerint csökkenti az adott gépmérettel elérhető átlagos teljesítményt. Ennek mértékét és elkerülésének lehetőségeit szintén elemzem, ami az általam javasolt két hőforrású hőszivattyú előnyös tulajdonságainak megismeréséhez vezet.

2 ANYAG ÉS MÓDSZER

Ebben a fejezetben az általam alkalmazott berendezések és mérőrendszerek működését, valamint az adatok feldolgozása során alkalmazott módszereket, összefüggéseket ismertetem. Tekintve, hogy munkám során két mérőrendszert alkalmaztam, így azok felépítését, műszerezését és működését külön-külön fejezetben mutatom be.

2.1 A méréshez használt eszközök

Kutatásom két irányban folyt: egyrészt meghatároztam a levegő hőforrású hőszivattyúk leolvasztási ciklusai által okozott teljesítmény kiesést, melyhez fölépíttem egy vizsgáló berendezést. Másrészt átalakításokkal létrehoztam a két hőforrású hőszivattyú fizikai modelljét, mely lehetővé tette tudományos igényességű hűtőkori vizsgálatok elvégzését. Ennek elsődleges oka, hogy általában valódi, üzemelő fűtési rendszereken végeznek méréseket, vagy azokon kisebb változtatásokat eszközölnek. E rendszerekben a vizsgálati paraméterek általában szűk tartományban állíthatók be, a mérőeszközök telepítése pedig nehezen megoldható, elhelyezésük nem a kutatási feladathoz, hanem inkább a lehetőségekhez igazodik. Ezzel szemben az általam létrehozott berendezés tudományos vizsgálatokat tesz lehetővé, széles tartományban beállíthatók rajta a vizsgálati paraméterek, a mérőeszközök elhelyezése kifejezetten a kutatási célhoz igazítható, míg erre üzemelő berendezések esetén sokszor nincs lehetőség.

2.1.1 A több hőforrású hőszivattyú fizikai modellje

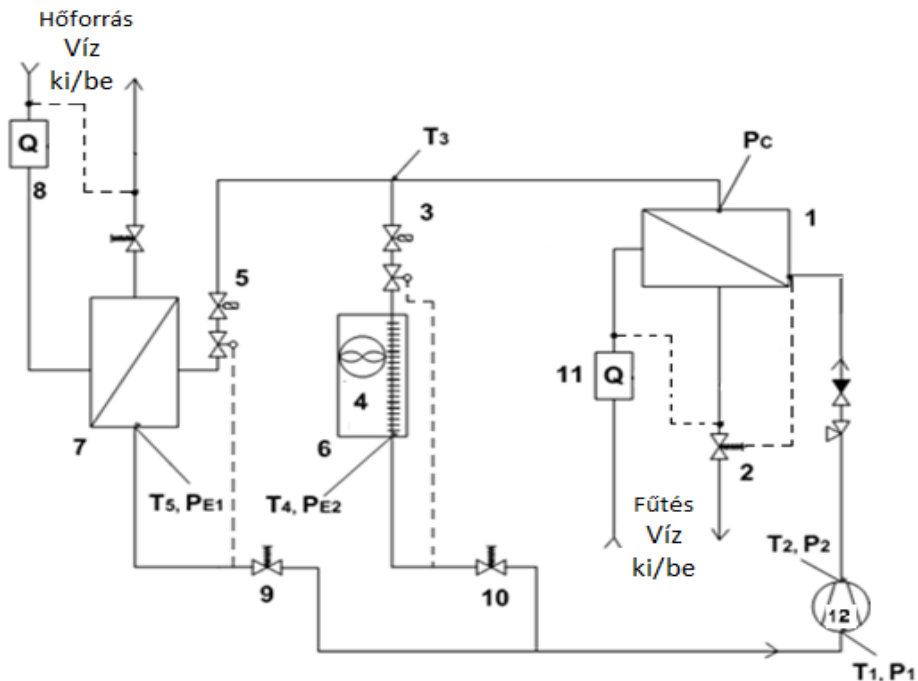
Disszertációm lényege, hogy több hőforrás összekapcsolásának lehetőségeit és hatását vizsgáljam. Ehhez hozzátartozik, hogy a mérések során a paraméterek beállíthatók, az eredmények pedig az alkalmazhatósági határokon belül reprodukálhatók legyenek.

Az előző fejezetekben említett okokból természetesen a méréseket nem egy éven keresztül végeztem, hanem néhány jól meghatározott üzemállapotban. A többi üzemállapotra a már ismert időjárási, vagy korábban mások által (Kayaci, 2018) modellezett viszonyok ismeretében számítással határozom meg az eredményeket. Ehhez szükséges volt egy olyan kísérleti berendezés építése, mely eleget tesz az alábbi elvárásoknak:

- Rendelkezik legalább két elpárologtatóval, melyből legalább egy a külső levegő hőtartalmát hasznosítja
- Az elpárologtatók alkalmasak párhuzamos üzemre
- Teljesítmény arányuk szabadon beállítható

- A kondenzátor oldal egy hűtőközeg-víz hőcserélő
- A vízdali be- és kilépő hőmérsékletek beállíthatók, mérhetők
- A kompresszor felvett hatásos teljesítménye mérhető
- A kompresszor szívó- és nyomó oldalán a hőmérsékletek és nyomások mérhetőek
- A hőcserélők hűtőközeg be-és kilépő oldalán legalább a hőmérsékletek mérhetőek

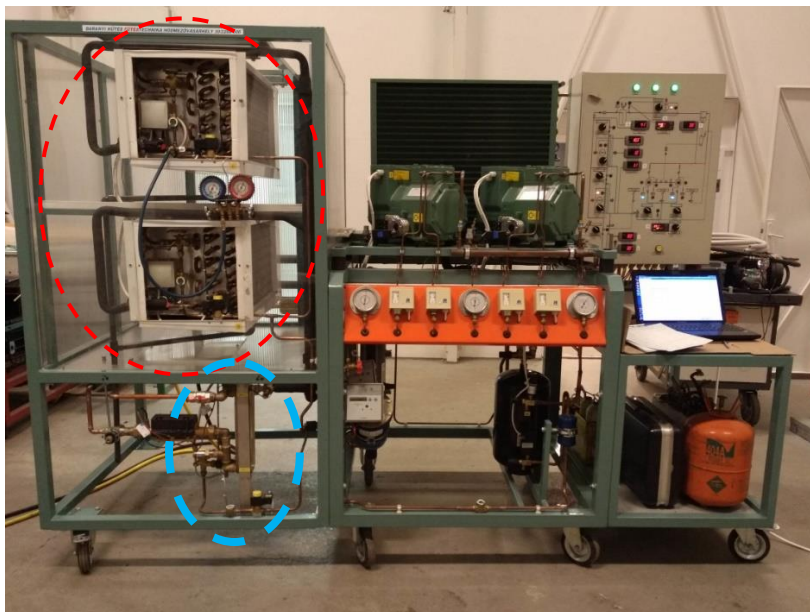
A felsorolt elvárásoknak az általam átalakítással nyert berendezés megfelel, melynek kapcsolását a 2.1. ábra szemlélteti:



2.1. ábra A kísérleti berendezés hűtőköri kapcsolása és részegységei

1-kondenzátor, 2-kondenzációs nyomásszabályzó, 3,5-mágnesszelep, 4-villamos fűtőszálak, 6-levegő hőforrású elpárolgató, 7-víz hőforrású elpárolgató, 8-elpárolgató hőmennyiség mérője, 9,10-elpárolgási nyomásszabályzó, 11-kondenzátor oldali hőmennyiség mérő, 12-dugattyús kompresszor

A kísérleti berendezés megfelelő átalakítása után számos próbamérést végeztem, melyek tapasztalatai alapján további korrekciókat hajtottam végre. A berendezés megvalósult állapotát a 2.2. ábra szemlélteti:



2.2. ábra A megvalósított fizikai modell

A 2.2. ábra ábrán piros színnel jelölt részlete a légkamra, amely a levegő hőforrású elpárolgotatót körül veszi. E kamrának a hőmérsékletét villamos fűtőbetétek és egy PID jellegű hőfokszabályzó segítségével tettem beállíthatóvá. A víz hőforrás ettől teljesen független (kék színnel jelölt részlet), a kettőnek egymásra hatása hőforrás oldalról nincsen. Az elpárolgotatóhoz érkező vizet a hálózatról vételeztem úgy, hogy egy ágon hidegvíz érkezett, a másik ágon pedig a használati melegvíz. A kettő arányának változtatásával be tudtam állítani a hőforrásként használt víz hőmérsékletét és térfogatáramát, mely jellemzőket a (8) elektronikus hőmennyiségmérő segítségével tudtam ellenőrizni. A beállítási tartományt alulról korlátozta a talaj hőmérséklete, így nyáron stabilan nem tudtam 20°C alatti hőmérséklettel dolgozni. Ennek ellenére a térfogatáram változtatásával az elpárolgási hőmérsékletet ennél jóval alacsonyabbra is be tudtam állítani. A felhasznált vizet a kísérletek idején a csatornahálózatba folytattam el. Egy valós rendszer esetében természetesen nem ezt a megoldást választanám, hanem célszerűen talajkollektort alkalmaznék, ami nem teszi szükségessé a víz kitermelését, mindössze a közvetítőközeg cirkuláltatását.

A berendezésben alternáló dugattyús kompresszort alkalmaztam, ami már nem járatos ebben a teljesítmény tartományban, hiszen leggyakrabban scroll- vagy lengődugattyús kompresszorokat alkalmaznak a feladatra. Munkám során nem vizsgáltam a teljesítmény szabályozásban rejlő lehetőségeket, így

annak ellenére, hogy az általam használt Bitzer alternáló dugattyús kompresszorok fordulatszám szabályozása is megoldható egy frekvenciaváltó segítségével, nem használtam ki az ebben rejlő lehetőségeket. Így némileg a „biztonság irányába tévedtem”, hiszen a fordulatszám szabályozás hatására minden esetben kedvezőbb feltételek alakulnak ki az elpárologtatóban a hőforrás- és a hűtőközeg hőmérséklete tekintetében. A folyamat az általam vizsgált berendezés esetében nem megfordítható, hiszen a hűtési feladat ellátása csak a valódi elpárologtató oldalon volt cél, nem volt céлом olyan berendezés vizsgálata, ami a hűtési és a fűtési feladatot a folyamat megfordításával elégíti ki. A berendezésen számos módosítást végeztem, melyek közül a jelentősebbeket ismertetem.

A kondenzátor úgy került kialakításra, hogy alkalmas legyen mérési célokra, ennek megfelelően rendelkezik hűtőközeg oldali nyomásmérési pontokkal, mely a kereskedelemben kapható típusoknál nem áll rendelkezésre. A beépített kondenzációs nyomásszabályzó is e pontra csatlakozik, így alkalmas a kondenzációs nyomás pontos értékének beállítására és stabilan tartására (Jakab, 2006). A hőcserélő vízdali térfogatát minimalizáltam, ezért egy-egy beállítás alkalmával rövid idő elteltével már stabil kondenzációs nyomással dolgozik a berendezés. Ezt a próbamérések során sikerült igazolni, a stacioner kondenzációs nyomás eléréséhez mindössze 40...60 másodpercre volt szükség, és az értékeket lengés nélkül sikerült tartani.

A kondenzátor és a vizes elpárologtató által forgalmazott hőteljesítményt vízdalon tettem mérhetővé hőmennyiség mérők segítségével, mivel ez a lehetőség nem volt adott a berendezés eredeti kialakításában. Ehhez számos, a berendezés részét képező víz- és hűtőközeg vezeték nyomvonalának módosítására volt szükség, mely munkát magam végeztem. Az eredetileg alkalmazott Siemens műszerek felbontása nem volt megfelelő, ezért más típusú berendezésekre cseréltem azokat, mely további módosításokat tett szükségessé az eszközök eltérő csatlakozási mérete miatt. A véglegesen alkalmazott hőmennyiség mérők típusát a műszerek összefoglaló táblázatában ismertetem. Az új mérőeszközök stabilitása, pontossága, de különösen felbontó képessége alkalmassá teszi őket pontos mérések elvégzésére.

A berendezés alapvetően szemléltetési célokat szolgált, ezért annak ellenére, hogy számtalan mérési helyet alakítottak ki rajta, néhányat meg kellett változtatnom. Ez elsősorban a T_5 és T_6 hőmérsékletek mérését jelenti. A problémát két meglévő hőérzékelő újra vezetékvezetésével oldottam meg, így a

többivel megegyező szondával és műszerrel történt a mérés e két helyen. A nyomásmérési pontokra úgynevezett schreder-szelepeken keresztül lehet csatlakoztatni a korábban említett Bourdon-csőves manométereket. A levegő hőforrású elpárolgató elpárolgási nyomását mértem ilyen módon, a kondenzációs nyomás mérésére alkalmazott elektronikus műszer beavatkozást nem igényelt. Az alkalmazott műszereket részletesen a következő fejezetekben ismertetem.

2.1.2 A leolvasztási ciklus vizsgálatához használt berendezés

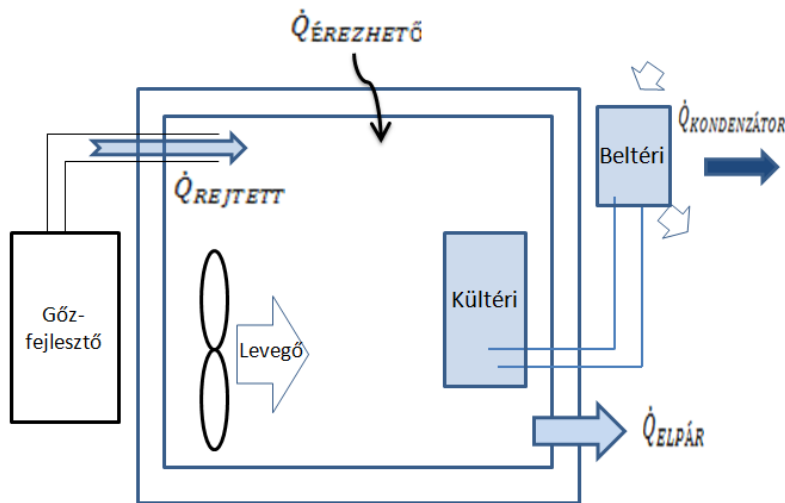
A feladat elvégzéséhez mindenképp szükséges a hűtőkör jellemző pontjain elért hőmérsékletek időbeli lefutásának megismerése, ahogy a beszívott- és kifúvott levegő hőmérsékletek is fontos szerepet játszanak. Korrekt, összehasonlítható méréseket csak laboratóriumi körülmények között lehet végezni, ahol a számtalan zavaró hatás kiküszöbölhető, és reprodukálható az a kritikus időjárási körülmény, mely esetén a leginkább érzékeny a berendezés a jegesedésre.

Hogy a tervezett vizsgálatokat elvégezhessem, ki kellett alakítanom egy arra alkalmas berendezést, melynek áttekintő vázlatát a 2.3. ábra mutatja. A vizsgált hőszivattyú egy 2,5kW névleges teljesítményű split klíma berendezés volt, melynek kültéri egysége egy jól szigetelt kamrában került elhelyezésre. A kamrából elvont hőt a határoló szerkezeteken bejutó hőáram fedezte kisebb mértékben, igen nagy hányadát viszont rejtett hó formájában vezettem be a kamrához kapcsolt gőzfejlesztőben előállított vízgőzzel. Ezzel az eljárással a lehető legmagasabb páratartalom érhető el a térben, ami egyúttal a legnagyobb fokú deresedést biztosítja a vizsgált elpárolgató esetében. A belső tér hőmérséklete a gőzfejlesztő kapcsolási ciklusidejének változtatásával, valamint légkeverő ventilátorok alkalmazásával tartható közel állandó értéken. Összesen 24 ponton végeztem hőmérséklet méréseket, valamint a villamos energia fogyasztást és a ciklusonként keletkező kondenzátum mennyiségét is mértem.

A kültéri egységet egy hűtőkamrában szereltem fel, mely kamrában ventilátorok is üzemeltek, így a levegő elosztása a szűk térben igen egyenletesnek bizonyult, a vertikális hőmérséklet eltérés 1°C-nál nem volt nagyobb. A kamra légzárása megfelelő, hiszen a 2db 30mm ármérőjű furat - amelyeken a villamos- és hűtőközeg vezetékek közlekednek- tömítése megoldott. Így páratechnikai szempontból a rendszer közel tökéletesen izolált a külvilág felé.

Hőtechnikai szempontból a kamrába a klímaberendezés fűtési üzemi állapotban kívülről befelé haladó hőáram jelentkezik, ami a szükséges fűtési

teljesítményt csökkenti. E hőáram meghatározását kísérleti úton végeztem, eredményeit és a levonható következtetéseket később ismertetem.



2.3. ábra A mérőberendezés elvi vázlata

A különböző hűtőközegek alkalmazásához a vizsgálat alá vont berendezéseken új hűtőközeg csatlakozási pontokat építettem ki, melyeken keresztül a hűtőközeg lefejtése, a rendszer vákuumolása és az új hűtőközeg betöltése megvalósítható volt, továbbá ellenőrzési céllal nyomásmérést is meg tudtam valósítani. A mérések során alkalmazott műszerek

Méréseimhez alkalmazott műszereket, mérőrendszereket az előzőekhez hasonlóan két csoportra bontva ismertetem. A két mérési feladat eltérő jellegéből adódóan a mérőrendszerek is eltérőek. A leolvasztási ciklusok vizsgálatánál igen nagy jelentősége volt a tranziensek értékelésének, mert ezekben a rövid időszakokban kellett megállapítanom a leolvasztási ciklus kezdetét és végét. Ez azért igen fontos, mert a leolvasztási ciklusok hossza jelentősen befolyásolja a kritikus külső hőmérsékletű időszakokban elérhető átlagos teljesítményt. Ugyanakkor a két hőforrású hőszivattyú esetében éppen ellenkező helyzet alakult ki, ott mindig egy adott üzemállapot stabilizálása volt a célom, és ebben az állapotban rögzítettem az adatokat. Ezt az indokolta, hogy itt szigorúan véve egyes üzemállapotok összehasonlítására törekedtem, nem pedig bizonyos ismeretlen ciklusidők meghatározására.

2.1.3 *A több hőforrású hőszivattyú műszerezése*

Ebben az esetben tehát egy stabilizálódott üzemállapotban mértem bizonyos hűtőköri jellemzőket, így gépi adatrögzítésre nem volt szükség. A hőteljesítmény mérési feladatok (kondenzátor és víz hőforrású elpárologtató esetében) szempontjából igen fontos pillanatnyi teljesítmény értékek mérése. Az általam alkalmazott hőmennyiség mérő műszerek esetében a teljesítmény értékek 0,001 kW felbontással olvashatók le 20 s-os időközönként annak ellenére, hogy a műszerek eredeti feladata nem a pillanatnyi teljesítmény mérése volt.

Ennek ellenére az általam használt hőmennyiség mérő a rajta átáramló víz pillanatnyi hőmérsékletét és tárfogatáramát is ki tudta jelezni, ezzel jelentősen kibővítve a regisztrálható és értékelhető paraméterek számát.

A hőmérséklet méréseket elektronikus hőmérőkkel és PTC szondákkal végeztem, a nyomás méréseket pedig 1-es osztálypontosságú Bourdon-csöves manométerekkel illetőleg Honeywell nyomástávadóval rendelkező elektronikus műszerrel. Ezek esetében a felbontás és a beállási idő nem volt annyira kritikus, mint a hőmennyiség mérők esetében.

2.1.4 *A leolvasztási ciklus vizsgálatához használt berendezés műszerezése*

A leolvasztási ciklusok vizsgálatához a tranziensek elemzésére és a köztük eltelt idő meghatározására volt szükség. Ennek megfelelően itt gépi adatrögzítést alkalmaztam. Méréseimhez az úgynevezett IMRe - Intelligens MérőRendszer-t alkalmaztam (Hermanucz et. al. 2019), melynek óriási előnye, hogy a mért értékeket rögtön egy szerverre továbbítja. Az interneten keresztül on-line módon meg is lehet jeleníteni az adatokat, de visszamenőlegesen .csv formátumban exportálni is lehet. az adatrögzítés 10s-os időközönként történt, és minden esetben a mérés idejére on-line megjelenítést alkalmaztam, így meg tudtam figyelni egy-egy leolvasztási ciklus kibontakozását.

Az érzékelőket a készüléken belül a rézcsövekhez rögzítettem, a megfelelő hővezetés érdekében öntapadó alumíniumszalaggal, majd zártcellás csőszigeteléssel árnyékoltam a külső behatásoktól. Az érzékelők elhelyezését és azonosítóit dokumentáltam, ezek a kiértékelésnél már szöveges magyarázattal jelennek meg. Ahol lehetséges volt, a berendezés saját érzékelőinek közelébe helyeztem el a mérőeszközöket.

Az energetikai értékeléshez szükséges pontosan megismerni a beltéri egység által forgalmazott levegő térfogatáramát. Erre a gyártó közöl ugyan adatot,

ugyanakkor a korábbi tapasztalatok azt mutatták, ezek nem minden esetben pontosak. Ezért saját méréseket eszközöltem. A beszívó oldalon 8 mérési ponton mértem a levegő áramlási sebességét hődrótós- és szárnykeres légsebesség mérőkkel. A mérést minden ventilátor fokozatra (5db), és hűtési- valamint fűtési üzemmódban is elvégeztem. Azt tapasztaltam, hogy a szállított térfogatáram eltérő a két üzemmód között.

2.2 Az alkalmazott mérési beállítások

A következő fejezetekben a mérések során alkalmazott módszereket ismertetem.

2.2.1 A két hőforrású hőszivattyú esetén alkalmazott beállítások

A két hőforrású hőszivattyú fizikai modelljével végzett méréseim során a levegő- és víz hőforrással rendelkező elpárolgotatókat hűtőközeg oldalon párhuzamos kapcsolásban alkalmaztam. Az egyes elpárolgotatókba áramló hűtőközeg mennyiségét a 2.1. ábra 9,10 részletén jelölt elpárolgási nyomásszabályzó szelepekkel állítottam be, így a két elpárolgotató teljesítményét tetszőlegesen tudtam változtatni. A létrejött teljesítmény arány számítását a 2.3.2 fejezetben mutatom be. Ez fontos paraméter lesz a mérési- és modellezett üzemállapotok összehasonlításában.

Ahol másként nem jelöltem, ott a kondenzációs nyomásszabályzó szelepet úgy állítottam be, hogy a hűtőközeg kondenzációs hőmérséklete közel állandóan 36°C legyen. Azért választottam ezt az értéket, mert a méretezésnél szokásos 5...6K hőmérséklet különbséggel számolva ez legalább 30°C hőmérsékletű előremenő fűtővíz előállítását teszi lehetővé. Felületfűtés kiszolgálása esetén ennél alacsonyabb vízhőmérsékletre csak ritkán van szükség, magasabb kondenzációs hőmérséklet esetén pedig -a kondenzációs nyomás növekedésével- a hőszivattyú csak alacsonyabb teljesítmény leadására képes. Ez azt jelenti, hogy a hőelvonás oldalán is alacsonyabb teljesítményekkel kell számolni, tehát az elpárolgotatók esetleges méretezésénél ezzel a módszerrel a biztonság irányába tévednénk. Az elpárolgási nyomásszabályzókat kétféle módon használtam:

Önszabályzó rendszerben: ekkor a nyomásszabályzók végállásban voltak, és csak a levegő hőforrás elpárolgási hőmérsékletét változtattam meg a kísérleti kamra léghőmérsékletének 35...5°C közötti beállításával. A víz hőforrás hőmérsékletét közel állandó 10°C-on tartottam, tekintve, hogy egy megfelelően méretezett talaj hőforrásból hasonló hőmérsékletű vízre számíthatok. Az elpárolgotatókba jutó hűtőközeg mennyiségét, ezáltal az

elpárolgatók teljesítményét nem befolyásoltam. A méréseket 14 különböző beállítással és három ismétléssel végeztem.

Szabályozott rendszerben: ekkor a nyomásszabályzók segítségével állítottam be eltérő elpárolgási nyomásokat, ezáltal szabályoztam a két párhuzamosan üzemelő hőforrás teljesítményét. A méréseket 14 különböző beállítással és három ismétléssel végeztem. A beállítási tartományt úgy választottam meg, hogy az elpárolgási nyomások illeszkedjenek hazánk kritikus időjárási körülményeihez. Ennek megfelelően az elpárolgatók nyomását a 0...12°C egyensúlyi hőmérséklet tartományban állítottam be, ami a levegő hőforrás tekintetében +5...25°C, míg a víz hőforrás esetében állandó 20°C hőmérsékletet jelent.

2.2.2 *A leolvasztási ciklusok vizsgálatánál alkalmazott beállítások*

A mérőrendszer segítségével igen tág határok között beállítható a külső hőmérséklet, azonban a relatív páratartalmat mindig maximális értéken tartottam. A vizsgálataim céljához leginkább illeszkedő beállítási értéket előkísérletek során határoztam meg. Ennek eredményeként a -5°C külső hőmérséklet részletes vizsgálata mellett döntöttem, az ábrákon is ez fog megjelenni. Döntésemet az indokolta, hogy ennél a hőmérsékletnél a levegő még jelentékeny nedvességet képes magában tartani, azonban a hőcserélő felületén biztos, hogy meg fog fagyni. Természetesen a -10...+2°C tartományban több mérést is elvégeztem, ezeknél azonban csak a leolvasztási ciklusok hosszát értékeltem ki. Az előzetes mérések szerint ez +2°C fölött nem feltétlenül következik be, vagy csak nagyon hosszú idő alatt annak ellenére, hogy a közeg elpárolgási hőmérséklete némileg fagyponthoz alacsonyabb.

A beállítások mindhárom általam vizsgált hűtőközeg, az R410a, R32 és az R290 esetére is ugyanazok voltak. A három hűtőközeg leolvasztási ciklusokra gyakorolt hatását vizsgáltam elsősorban, így energetikai szempontból ezeket nem értékeltem. Az energetikai értékelést csak a gyári R32 gáztöltet esetére végeztem el.

A választott -5°C kamra hőmérséklet és 100%-os relatív páratartalom megegyezik az elpárolgató deresedése szempontjából hazánkban kritikusnak tekinthető időjárási környezettel, valamint jól beállítható és reprodukálható beállításnak bizonyult a próbamérések során. A kívánt kondenzátor oldali hőmérsékletet mindig maximális értéken tartottam annak érdekében, hogy a berendezés saját teljesítmény szabályozása ne zavarhassa meg a mérést.

2.3 Kiértékelési módszerek

A vizsgálataim során alkalmazott kiértékelési módszereket, számítások menetét a következő fejezetekben ismertetem.

2.3.1 *Nehezen mérhető jellemzők meghatározása*

A két hőforrású hőszivattyú esetében bizonyos hűtőköri paraméterek mérésére nem volt lehetőségem, így ezek meghatározására számítási eljárást dolgoztam ki, melyet az alábbiakban ismertetek. A levegő hőforrásból fölvelt teljesítmény mérése nehézségekbe ütközik, mert az elpárolgató homlokfelületén több pontban kellene légsebességet- és hőmérsékletet mérni, számítani a levegő sűrűségét, sok mérési adatot kiértékelni egy üzemállapotban. A levegőből kondenzálódó nedvesség hatását is igen nehéz lenne figyelembe venni, erre rámutatott a leolvasztási ciklusok vizsgálata, ráadásul ez az üzemállapot ennél a vizsgáló berendezésnél kerülendő is. Természetesen egy valódi rendszer esetében létrejön a kondenzáció, de az csak az általam vizsgálnál kedvezőbb feltételeket teremt, a mérési eljárást viszont aránytalanul elbonyolítanám ezért a levegő hőforrásból fölvelt teljesítményt számítással határoztam meg.

2.3.2 *A több hőforrású hőszivattyú elpárolgatóinak teljesítmény-aránya*

A két hőforrású hőszivattyú elpárolgatóinak teljesítmény aránya fontos paraméter az eredmények összehasonlíthatósága szempontjából. Ennek számítását az alábbi összefüggéssel végeztem, ami gyakorlatilag a víz hőforrás részarányát mutatja, 1-x pedig a levegő hőforrás részaránya:

$$k = \frac{\dot{Q}_{v\acute{z}}}{\dot{Q}_{v\acute{z}} + \dot{Q}_{l\acute{e}v\acute{e}g\acute{o}}}, \quad (2.1)$$

ahol

$\dot{Q}_{v\acute{z}}$ a víz hőforrású elpárolgatóban fölvelt hőteljesítmény és

$\dot{Q}_{l\acute{e}v\acute{e}g\acute{o}}$ a levegő hőforrású elpárolgató számított teljesítménye.

2.3.3 *Az adatok rögzítése, távoli elérés*

A leolvasztási ciklusok mérése esetén alkalmazott intelligens mérőrendszer által előfeldolgozott adatok a beállított 10 sec mérési időközönként a WiFi hálózaton keresztül a szerver központba továbbítja. Az itt rögzített adatokat az internetes kereső oldalon lehet grafikonokhoz, azaz különféle megjelenítési megoldásokhoz hozzárendelni, megtekinteni. Ugyanakkor lehetséges az adatok exportálása .csv formátumba is, amely lehetővé teszi az

excel programban történő kiértékelést. Az adatrögzítésből adódó pontatlanságok kiküszöbölhetőek voltak. Az egyforma időközök betartását segítette a hőmennyiségmérők 20 másodperces frissítési ciklusa. Az adatokat mindkét mérőrendszer esetében excel-táblázatokba gyűjtöttem és rendszereztem.

2.3.4 Az adatok értékelésének matematikai háttere

A mérési adatok értékelését diagramok segítségével mutatom be, illetőleg a mért- és számított jellemzők a mellékletben is megtalálhatók. Az adatsorokra trendvonalat illesztettem, az illeszkedés mértékét (R^2) és az átlagos négyzetes hibák gyökét (RMSE) a releváns esetekben megadtam, belőlük hasznos következtetéseket tudtam levonni.

$$RMSE = \sqrt{\sum_{i=1}^n \frac{(\hat{y}_i - y_i)^2}{n}}, \quad (2.2)$$

ahol

\hat{y}_i a függvény által meghatározott érték,

y_i a mérés által meghatározott érték,

n a megfigyelések száma.

Az RMSE értéke mutatja, hogy a mérési eredmények mennyire „szóródnak” az illesztett görbe körül, a mért jellemzővel azonos dimenzióban kifejezve.

2.3.5 A leolvasztási ciklusidők meghatározása

Munkám fontos részét képezte a levegő hőforrású hőszivattyúk leolvasztási ciklus idejének megismerése, melynek meghatározásához egyértelműen definiálni szükséges, mit tekintek leolvasztási időszaknak és üzemi időszaknak. Tekintve, hogy nem ismeretes a leolvasztási ciklus pontos definíciója, az általam alkalmazott eljárást röviden ismertetem:

Leolvasztási ciklusnak tekintem azt az időszakot, ahol a kondenzátor által leadott teljesítmény nem pozitív.

A leolvasztási időszak jelentős részében a hasznos teljesítmény nulla, ugyanakkor hőelvonás is tapasztalható. Ezért nem triviális, hogy a kiértékelés során melyik időpillanattól számítom a leolvasztási időszakot, és melyiktől az üzemi időszakot. A méréssorozatok legfontosabb eredménye a ciklus hossza, energia felhasználása, valamint a mért adatok egyezésének vizsgálata korábbi kutatások eredményeivel.

3 EREDMÉNYEK

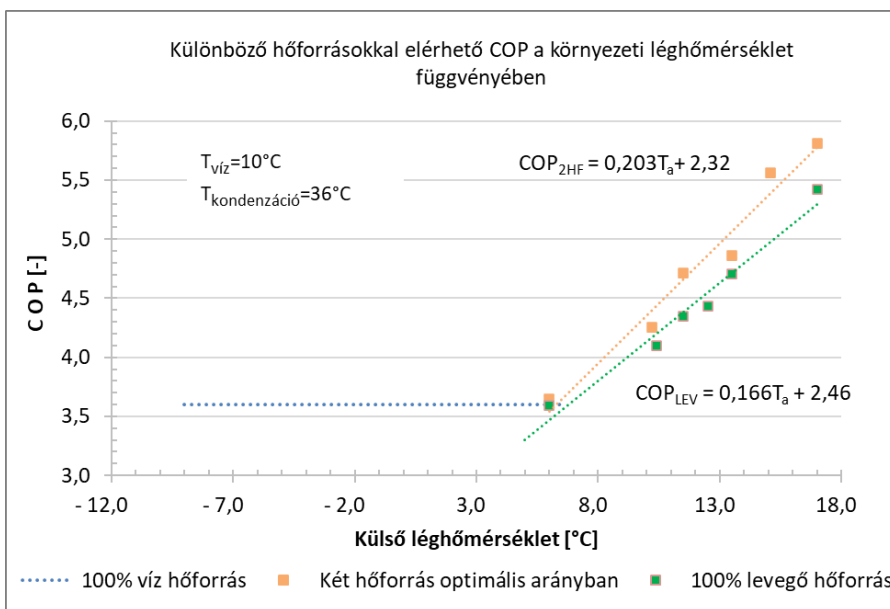
Ebben a fejezetben rendszerezve ismertetem a két mérőrendszerrel végzett mérések eredményeit, továbbá bemutatom a szoftveres számítások és a kidolgozott matematikai modellek eredményeit is. A két mérőrendszerre vonatkozó eredményeket külön-külön fejezetekben ismertetem.

3.1 A több hőforrású hőszivattyús rendszer kísérleti eredményei

E fejezetben ismertetem a két hőforrású hőszivattyú kísérleti berendezéssel elért eredményeimet valamint azok hasznosítási lehetőségeit.

3.1.1 Levegő és víz hőforrás egyidejű, párhuzamos üzemének vizsgálata

Az első kísérletsorozat, amit elvégeztem a párhuzamosan kapcsolt hőforrásokkal elérhető teljesítmény tényező vizsgálata volt. Összehasonlításhoz megmértem a 100% víz- és 100% levegő hőforrás alkalmazásával elérhető teljesítmény tényezőt is azonos elpárolgási hőmérsékletek mellett. Tekintve, hogy a talaj (és ezzel együtt a közvetítőközegként használt víz) hőmérséklete az év során csak csekély mértékben változik, ezt az összehasonlításhoz állandó 10°C-ra, a légkamra hőmérsékletét pedig +6...18°C között állítottam be, és a hozzá tartozó teljesítmény tényezőt ábrázoltam. Az eredményeket a 3.1. ábra mutatja.



3.1. ábra Különböző hőforrásokkal elérhető COP a környezeti léghőmérséklet függvényében

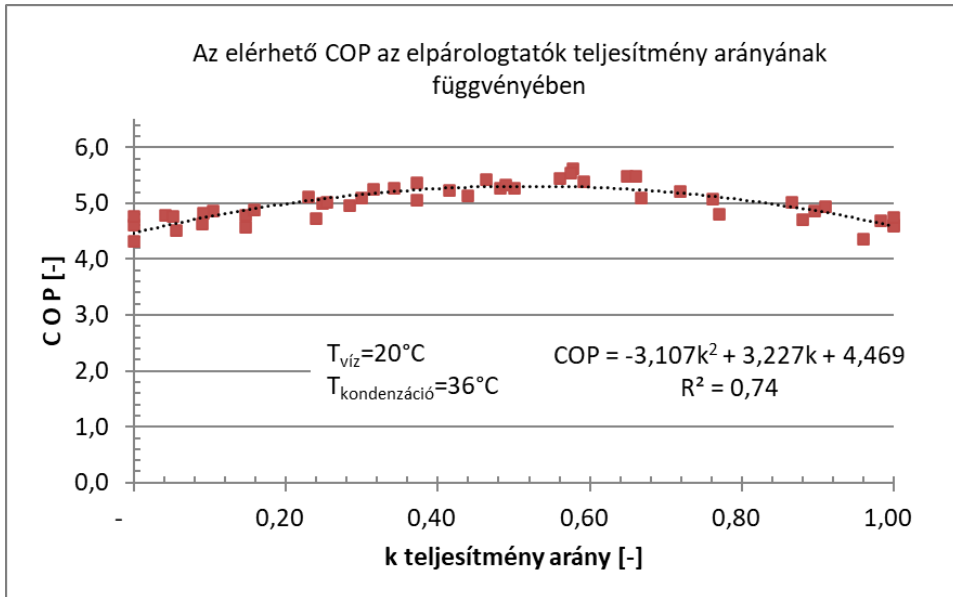
A két hőforrás alkalmazásánál a 2.2 fejezetben ismertetett önszabályzó beállítási módszert alkalmaztam, a 100% víz illetve 100% levegő hőforrás vizsgálatánál a komplementer hőforrást lekapcsoltam, fojtás alkalmazása indokolatlan volt.

Megfigyelhető, hogy $+6^{\circ}\text{C}$ -nál magasabb külső hőmérsékleten a két hőforrás alkalmazása a legkedvezőbb teljesítmény tényezőt eredményezi, míg alatta a 100% víz hőforrás alkalmazása bizonyult gazdaságosnak. A két hőforrás COP-jét leíró $\text{COP}_{2\text{HF}}$ összefüggés meredeksége meghaladja a 100% levegő hőforrás alkalmazása esetén elérhető COP_{LEV} összefüggés meredekségét, így a $+6^{\circ}\text{C}$ -nál magasabb külső léghőmérsékletek tartományában a két hőforrással elérhető COP magasabbra adódik. A két hőforrású rendszer viselkedését leíró összefüggésre az RMSE értéke 0,133-ra, míg a 100% levegő hőforráshoz tartozó összefüggés esetére 0,098-ra adódott. Az eredmények a szokásos hőfoklépcsők ($\Delta T=5\text{K}$ víz- és $\Delta T=10\text{K}$ levegő hőforrású elpárologtatók esetére) figyelembe vételével általánosíthatók. Az eredmények igazolták előzetes feltevésemet, hogy két hőforrás alkalmazásával magasabb teljesítmény tényező érhető el, mint kizárólag víz vagy levegő hőforrás alkalmazásával.

3.1.2 Párhuzamosan üzemelő elpárologtatók teljesítmény arányának beállítása nyomásszabályzó szeleppel

Ebben az esetben az volt a célom, hogy az egyes elpárologtatók teljesítményét -az elpárolgási nyomások megváltoztatásával- nyomásszabályzó szelep segítségével állítsam be. A kondenzációs nyomást állandó 36°C -on tartottam, mert fűtési felhasználás esetén ennél alacsonyabb értékre nincs szükség, a levegő hőforrás hőmérsékletét pedig a $+10\dots 20^{\circ}\text{C}$ tartományban állítottam be és 16 különböző beállítást vizsgáltam három ismétléssel, 20°C víz hőforrás hőmérséklet mellett. Az elpárolgási hőmérsékletek természetesen ettől eltérően, a $-2\dots +7^{\circ}\text{C}$ tartományban alakultak.

A 3.2. ábra a párhuzamosan kapcsolt víz- és levegő hőforrású elpárologtatók teljesítmény-aránya függvényében mutatja be az elérhető teljesítmény tényezőt. A $k=0$ esetén kizárólag a levegő hőforrás, míg $k=1$ esetén kizárólag a víz hőforrás üzemelt. A mérési pontokra másodfokú polinomot illesztettem, melynek egyenlete $\text{COP} = -3,107k^2 + 3,227k + 4,469$ 0,74-es illeszkedés és $\text{RMSE}=0,162$ mellett.



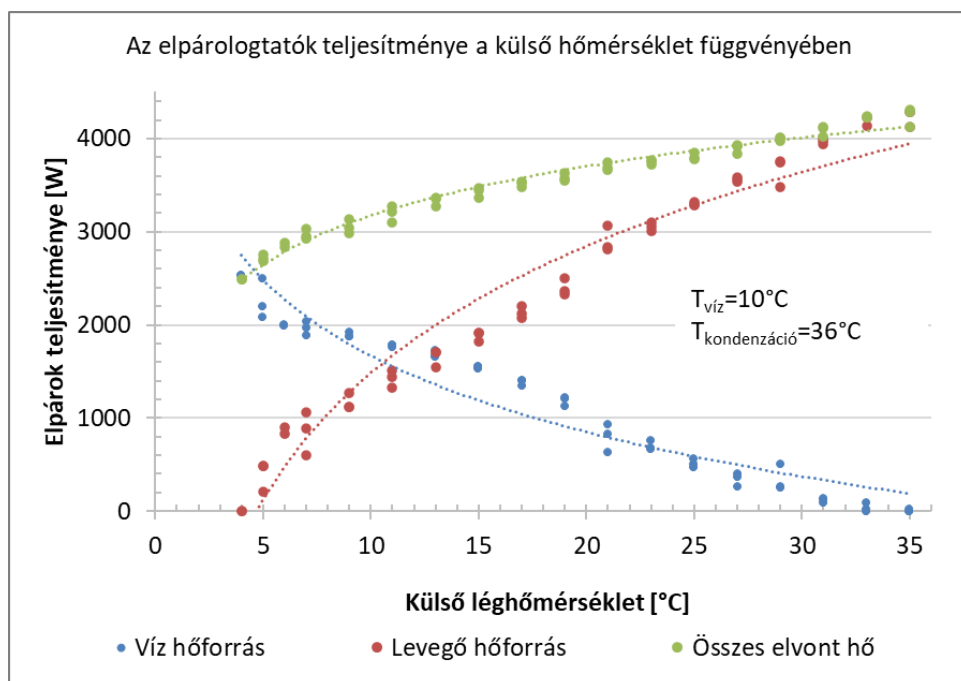
3.2. ábra Az elérhető COP az elpárolgatók teljesítmény arányának függvényében

Megállapítható, hogy egy ilyen egyszerű szabályozási mód alkalmazása esetén sem lesz 10%-nál nagyobb a teljesítmény tényező csökkenése a maximálishoz képest. Ennek segítségével a modellezésnél meg tudom határozni, hogy ha a levegő hőforrás teljesítményét mesterséges fojtással csökkentem azzal a céllal, hogy elkerüljem a jegesedést, akkor hogyan fog alakulni a teljesítmény tényező. Ugyanez a helyzet áll elő, ha pl. a talaj kapacitív tulajdonságára ügyelve az őszi időszakban annak ellenére szeretnénk a levegő hőforrást használni, hogy ezt némileg rosszabb teljesítmény tényezővel tehetjük, de elkerülhetjük a talaj korai lehűtését. Így az alacsonyabb külső hőmérsékletű időszakban magasabb talaj hőmérséklettel fogunk rendelkezni.

3.1.3 Párhuzamosan üzemelő elpárolgatók teljesítmény aránya szabályozás nélkül

Ebben az esetben az volt a célom, hogy az egyes elpárolgatók teljesítményét a hőforrások hőmérsékletének változtatásával állítsam be, egyéb külső beavatkozás nélkül. A kondenzációs nyomást közel állandó 36°C -on tartottam, és 16 különböző beállítást vizsgáltam három ismétléssel. A levegő hőforrás hőmérsékletét $35\dots5^{\circ}\text{C}$ között állítottam be, a víz hőforrást pedig állandó 10°C -on tartottam.

A hűtőközeg elosztásáért ebben az esetben a rendszerben alkalmazott úgynevezett külső nyomáskiegyenlítésű termosztatikus expanziós szelepek felelnek. Ezek a beállított, és minden mérés során állandó értéken tartott túlhevítést szabályozzák az adagolt hűtőközeg mennyiségének megváltoztatásával. Abban az esetben, ha az egyik elpárolgatóban kedvezőtlenek a körülmények, a beállított túlhevítés eléréséhez egyre kevesebb hűtőközeget engednek csak az elpárolgatóba. Szélsőséges esetben (pl. $k < 0,1$ vagy $k > 0,8$) az elpárolgató teljesítményét a névleges érték 10%-ára is le tudják csökkenteni, vagy akár teljesen le tudják zárni az elpárolgatót.



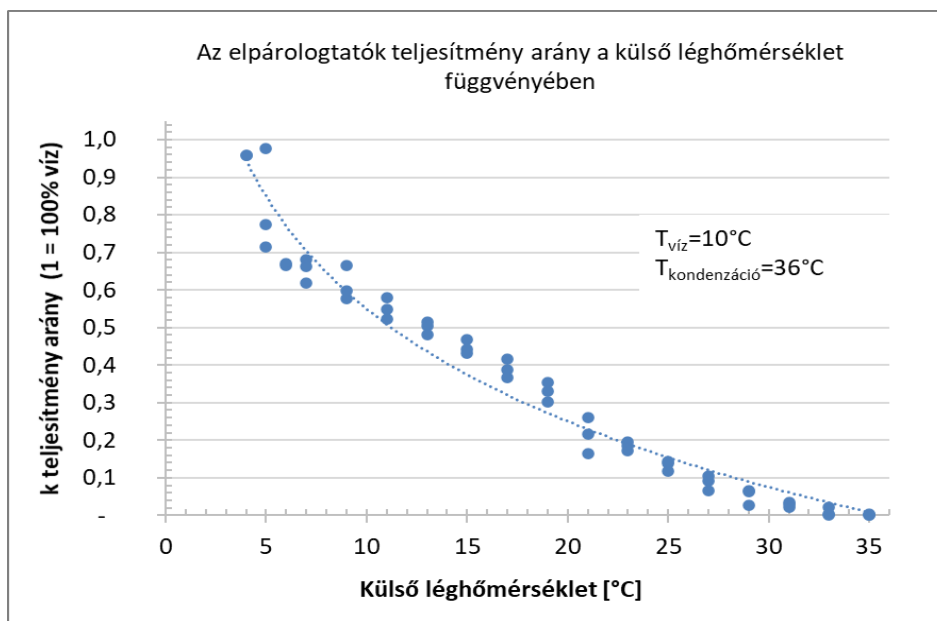
3.3. ábra Az elpárolgatók teljesítménye és teljesítmény aránya a külső hőmérséklet függvényében

Az ábrán megfigyelhető, ahogy a léghőmérséklet változása befolyásolja a két elpárolgató összteljesítményét. A levegő hőforrás hőmérséklete a mérés során kizárólag a levegő hőforrást hasznosító elpárolgatóra, ezen keresztül az egész hűtőkörre gyakorol hatást, nem gyakorol hatást viszont a víz hőforrást hasznosító elpárolgatóra.

Látható, hogy $+10^{\circ}\text{C}$ -nál alacsonyabb hőmérsékleten a levegő hőforrás teljesítménye rohamosan csökken, és $+5^{\circ}\text{C}$ alatt gyakorlatilag nullává válik,

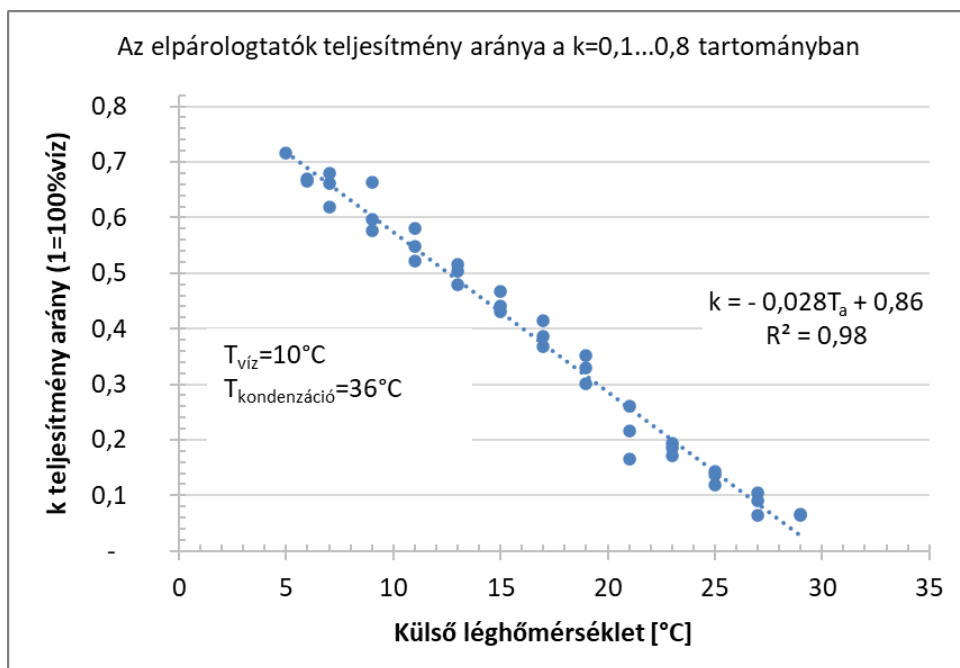
miközben természetesen a víz hőforrás teljesítménye maximalizálódik. A zöld görbe mutatja az összes elvont hőteljesítményt. A külső hőmérséklettel csökkenő elvont hőteljesítmény a csökkenő elpárolgási hőmérséklet következménye, amely természetesen a hőszivattyú hasznos fűtőteljesítményét és COP-ját is csökkenti. Az eredmények rámutatnak, hogy lehetséges olyan rendszer összeállítása, ahol a leolvasztási ciklusok szempontjából kritikus $-5...+5^{\circ}\text{C}$ külső hőmérsékleti tartományban a levegő hőforrás teljesítménye automatikusan lecsökken, szerepét a víz hőforrás veszi át. Minden külső hőmérséklethez hozzárendelhető egy teljesítmény arány, ami nem függ a berendezés felépítésétől, a függvények jellege más hőcserélő méretek és teljesítmények esetén is hasonló marad.

A kísérleti eredmény gyakorlati hasznosítását vizsgálva elmondható, hogy ezzel elkerülhető a levegős elpárolgató deresedése, illetőleg ha ki is alakul deresedés, az nem befolyásolja hátrányosan az üzemet, hiszen az eljegesedett hőcserélő gyakorlatilag önműködően lekapcsol, majd a külső hőmérséklet emelkedésével újra szerephez jut. Ezzel jelentős üzemidő csökkenést kerülhetünk el, ahogy azt a 3.2.2 fejezetben kifejttem. A 3.4. ábraábra a „k” teljesítmény arány alakulását mutatja a külső léghőmérséklet függvényében.



3.4. ábra Az elpárolgatók teljesítmény aránya a külső léghőmérséklet függvényében

Az ábrán megfigyelhető, hogy a $k=0\dots 1$ tartományban a mérési pontokra nehezen illeszthető jellegű görbe, mert egyrészt a $1 > k > 0,8$ tartományban igen hirtelen változás következik be, másrészt a $0 < k < 0,1$ tartományban a görbe meredeksége lecsökken. A rendszer modellezéséhez, szezonális számítások elvégzéséhez viszont igen hasznos volna egy egyszerű és viszonylag széles tartományban alkalmazható összefüggés, ami leírja a teljesítmény arány változását a külső hőmérséklet függvényében. Ezért a vizsgált k tartomány szűkítésével a $0,1 < k < 0,8$ tartományra az az eredményeket a 3.5. ábra mutatja.



3.5. ábra Az elpárolgatók teljesítmény aránya a $k=0,1\dots 0,8$ tartományban

Látható, hogy a vizsgált tartományban egy igen egyszerű összefüggéssel is $R^2=0,98$ -as illeszkedéssel $\text{RMSE}=0,03$ mellett leírható az elpárolgatók teljesítmény aránya a külső hőmérséklet függvényében, amennyiben a rendszer szabályozását rábizzuk a külső nyomáskiegyenlítésű termosztatikus expanziós szelepekre.

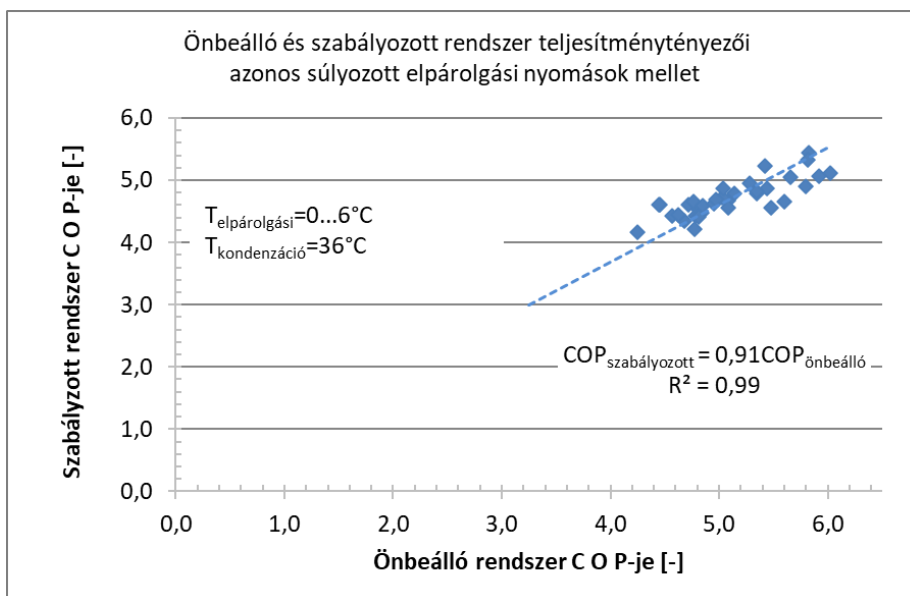
3.1.4 A szabályozott és az önbeálló rendszer összehasonlítása

A két mérési elrendezés összevetésének célja, hogy találjak olyan paramétert, amelynek mentén a két elrendezéssel elérhető teljesítmény tényező összehasonlítható lesz. Vizsgálataim során azt találtam, hogy az

önbeálló rendszer esetében a teljesítmény tényező jól leírható az elpárolgási hőmérsékletek számtani közepével vagy a teljesítmény arányok szerinti súlyozott átlagával, míg a szabályozott rendszer esetén a számtani közép nem alkalmazható, helyette a teljesítmény arányok szerint súlyozott átlag megfelelő. Így a súlyozott elpárolgási nyomást paraméternek választva megállapítottam, hogy a két rendszer teljesítmény tényezője igen jó egyezést mutat a $0...+6^{\circ}\text{C}$ elpárolgási hőmérséklet tartományban 20°C víz hőforrás és 36°C kondenzációs hőmérséklet mellett, az eredményeket a 3.6. ábra mutatja. Az RMSE értéke itt 0,25-re adódott.

Ebből következően az elpárolgási hőmérsékletek teljesítmény arány szerint súlyozott átlaga alkalmas arra, hogy a járatos hűtőköri modellező szoftverekben nemlétező párhuzamosan kapcsolt elpárolgatót rendszert modellezzek egy elpárolgatót rendszerként, amennyiben a bemeneti paramétereket -elsősorban az elpárolgási nyomást és az elpárolgatók teljesítményét- meg tudom határozni.

Gyakorlati szempontból hasznos eredmény, mert lehetőséget teremtettem a két hőforrású, tehát két párhuzamosan kapcsolt elpárolgatóval üzemelő hőszivattyús rendszer modellezésére két különálló, egy elpárolgatóval rendelkező rendszer segítségével, valamint a modell eredményeinek validálására tetszőleges módon beállított elpárolgási nyomások mellett.



3.6. ábra Önbeálló és szabályozott rendszer teljesítménytényezői azonos súlyozott elpárolgási nyomások mellett

3.1.5 Szoftverben modellezett jellemzők és összehasonlításuk a mérési eredményekkel

E vizsgálat sorozat célja, hogy eljárást adjon a két, párhuzamosan kapcsolt hőforrás modellezésére a járatos szoftverek segítségével. Ezekben a szoftverekben nincs lehetőség ilyen kialakítású hűtőkör közvetlen beállítására, ezért szükséges egy mérésekkel validált eljárás, melynek segítségével a feladat elvégezhető a meglévő szoftverek segítségével.

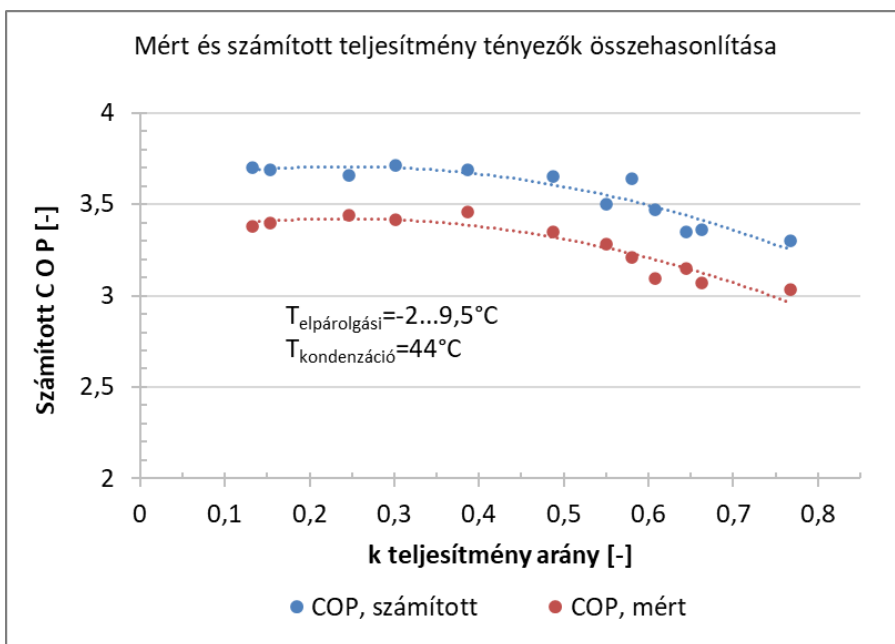
A modellezéshez a Solkane 7.0 szoftvert használtam fel. A két hőforrás két külön körfolyamatként került modellezésre, a közös paraméter az elpárolgási hőmérsékletek teljesítmény-arány szerint súlyozott átlaga volt. A modell bemenő paraméterei az elpárolgási és kondenzációs hőmérsékletek, valamint az elpárolgató teljesítménye volt, melyeket méréssel, illetve a 2.3.1 fejezet szerint számítással határoztam meg. Számomra fontos eredményként a COP-t kaptam, melyet a kísérleti berendezéssel is meghatároztam. A vizsgálatokat elsősorban állandó kondenzációs hőmérséklet mellett (itt 44°C) végeztem 12 különböző elpárolgási beállítással a -2...+9,5°C tartományban, mely 10 különböző k teljesítmény arányt eredményezett a $k=0,1...0,8$ tartományban. Az alkalmazott magas kondenzációs hőmérséklet kifejezetten a fűtési célú energia hasznosítást célozza. Ebben az esetben nem feltétlenül probléma, hogy ez rontja a COP-t, mert a fűtési feladat ellátása a cél, a többlet energia bevétel itt hasznosul. Az eredményeket ill. azok egyezőségét a 3.7. ábra mutatja.

Látható, hogy sikerült egyszerű összefüggést találni jó illeszkedéssel és minimális, RMSE=0,068 értékkel. Ezzel meg tudom adni a szoftver bemeneti adataként felhasználandó értékeket, melyek segítségével az eredmények között a mért adatokkal jó egyezést mutató teljesítmény tényezőt kapom:

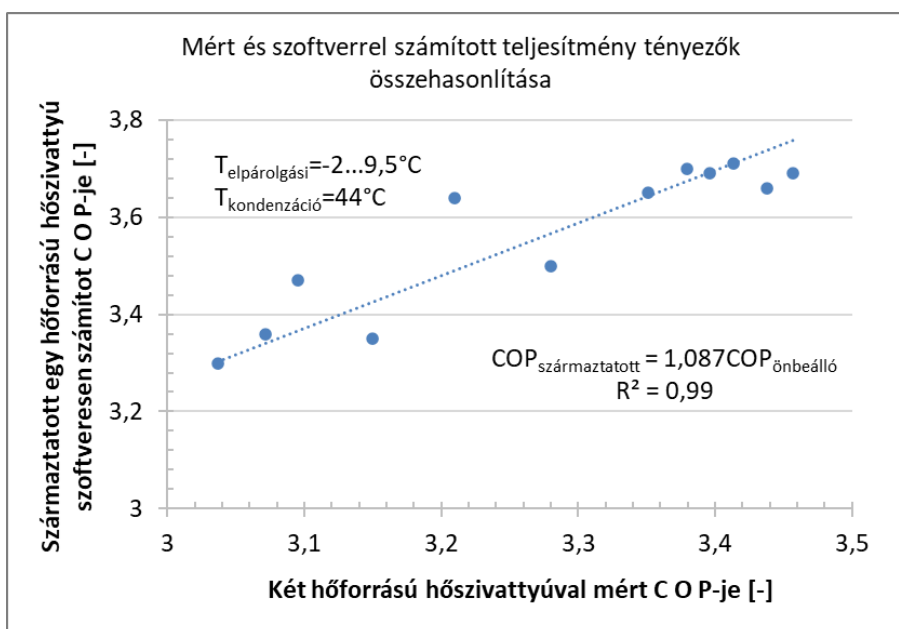
$$Q_{evap} = \dot{Q}_{v\acute{i}z} + \dot{Q}_{leveg\ddot{o}}, \text{ és} \quad (3.1)$$

$$P_{evap} = 1,087 \cdot (k \cdot P_{E6} + (1 - k) \cdot P_{E5}). \quad (3.2)$$

Az ismertetett összefüggések kifejezetten a Solkane 7.0 szoftverbe történő adatbevitelre szolgálnak, ezért a szokásostól eltérően jelöltem az elpárolgató teljesítményét, illetőleg nincs szükség az elpárolgató tömegáramára sem. A mért és a számított jellemzők összefüggését vizsgálva megállapítottam, hogy a kettő közötti matematikai összefüggés egyszerű formában felírható, ahogy azt a 3.8. ábra szemlélteti.



3.7. ábra Mért és számított jellemzők összehasonlítás szoftveres modell validálásához



3.8. ábra Mért és számított teljesítmény tényezők összehasonlítása szoftveres modell validálásához

3.2 Leolvasztási ciklus mérés eredményei

A teljes rendszer modellezéséhez szükségem volt a leolvasztási ciklusok okozta szezonális teljesítmény kiesés mértékének meghatározására, melyet a következőkben ismertetett mérésekkel határoztam meg.

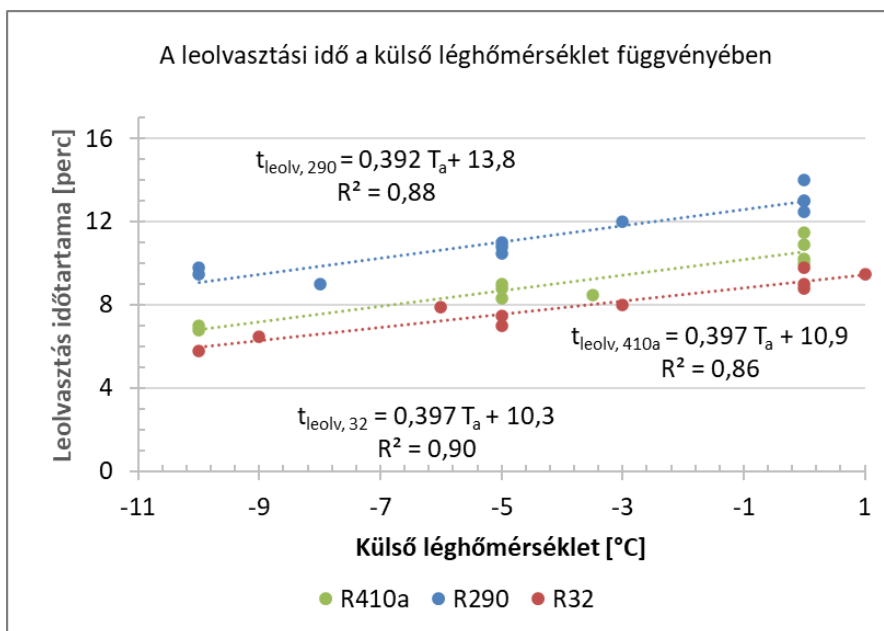
3.2.1 A leolvasztási ciklus mérési eredményeinek értékelése

Tekintve, hogy nem ismeretes a leolvasztási ciklus pontos definíciója, az általam alkalmazott eljárást röviden ismertetem: Leolvasztási ciklusnak tekintem azt az időszakot, ami a kompresszor két zérus teljesítményű időpillanata közé esik. Az időszak során hőelvonás is tapasztalható a fűtött térből. Ennek mértékét a leolvasztási cikluson belül („C” szakasz, 8 perc 26 másodperc) a kompresszor által fölvelt villamos teljesítmény (596 W) és ugyanezen szakasz átlagos elpárolgási hőmérsékletéhez külön meghatározott COP érték felhasználásával számítottam át a teljes leolvasztási ciklus időtartamára. A hőelvonás a beltéri egység hőcserélőjének, illetőleg az üzemén kívüli ventilátoron keresztül gravitációs úton áthaladó levegő hűtésére fordítódik.

Az adatok elemzése során megbizonyosodtam róla, hogy a B-C-D szakaszain egészen az „H” pontig szünetel a hőleadás a beltéri egységnél, és bizonyos ideig hőelvonás is történik. Az eredmények alacsony COP-t mutatnak, ugyanakkor a leadott teljesítmény üzem közben maximálisan kielégítő. Nagyon fontos tanulsága a mérésorozatnak, hogy a leolvasztási ciklusokkal együtt mért hasznos teljesítmény 32%-kal alacsonyabb, mint amit a berendezés üzem közben leadni képes. Ez részben a leolvasztási ciklusok hosszával és periódusidejével magyarázható (az idő 25%-ában nincs hasznos teljesítmény), másrészt a le- és felterhelési időszakok hossza is csökkent a hasznos teljesítmény átlagos értékét. A leolvasztási ciklusok során fölvelt villamos teljesítmény jóval alacsonyabb, mint üzem közben. Számítással és méréssel sikerült igazolni, hogy a hőelvonás mértéke pedig nem meghatározó. A teljesítmény tényező értéke a katalógus- és irodalmi adatokkal jó egyezést mutatott. Méréseimmel sikerült igazolnom, hogy a levegőből látens hő formájában fölvelt hőmennyiség az összes környezetből fölvelt hőmennyiség arányában meghaladhatja a 10%-ot.

A leolvasztási ciklusok hosszának meghatározását célzó méréseket két berendezésen végeztem a 2...4kW teljesítmény tartományban -10 és +1°C külső hőmérséklet tartományban hűtőközegenként legalább 4 beállítással és 3 ismétléssel végeztem. A vizsgálatoknak nem a hűtőközegek közötti eltérés bemutatása volt a célja, hanem annak igazolása, hogy a tendencia általánosan igaz, függetlenül a hűtőközeg tulajdonságaitól. Ugyanakkor környezeti

szempontból fontosnak tartom vizsgálni az R290 hűtőközeg viselkedését a hűtőkörben, hiszen ennek jelentős környezeti előnyei vannak az R410a-val szemben, és megfelelően méretezett hűtőkörök esetében COP-je sem marad el attól. Az R32 hűtőközeg vizsgálatát az indokolta, hogy napjainkban számos berendezést ezzel a hűtőközeggel szállítanak. Az eredményeket a 4.14. ábra mutatja.



3.9. ábra A leolvasztási idő változása a külső hőmérséklet függvényében két hűtőközeg esetére

Megfigyelhető, hogy a külső hőmérséklet emelkedésével növekvő leolvasztási időtartamot kaptam eredményül. Ez azzal a jelenséggel magyarázható, hogy a dér-réteg szerkezete alacsony hőmérsékleten megváltozik, ezért kisebb mennyiségű víz kondenzálódása és fagyása már jelentékeny mértékben rontja a hőátadást. Így alacsonyabb külső hőmérséklet mellett kisebb mennyiségű kondenzátumot kell leolvasztani, ami kisebb energiabefektetéssel valósítható meg. Másként fogalmazva: emelkedő külső hőmérséklet mellett több kondenzátumnak kell megfagynia ugyanolyan hőátadás csökkenéshez, így egy ciklus alatt több energiára van szükség, ami hosszabb leolvasztási ciklust eredményez. Tekintve, hogy a részletes szakirodalmi áttekintés során sem találtam erre vonatkozó megállapításokat, fentieket új tudományos eredménynek tekintem. Felvetésemet igazolta az egyes ciklusokhoz tartozó kondenzátum

mennyiségének vizsgálata is, ugyanis minden hűtőközeg esetén a külső hőmérséklet növekedésével növekvő mennyiségű kondenzátumot tudtam begyűjteni.

A vizsgáló kamra hőmérsékletét a bevezetett gőz mennyiségével szabályoztam, céloom a kamra relatív páratartalmának maximális értéken tartása volt, ami a leolvasztási ciklusok szempontjából kritikus külső hőmérséklet tartományban jól közelíti a valós környezeti paramétereket. A kamra hőmérsékletének emelkedésével az elvont hőtjeljesítmény is emelkedik, ezáltal az időegység alatt bejuttatott gőz mennyisége is. Azonban a leolvasztási ciklusok *hosszána*k vizsgálata szempontjából ez nem okoz problémát, hiszen a berendezés mindig azonos körülmények fennállása, vagyis az elpárologtatóból kilépő hűtőközeg és a környezeti hőmérséklet különbségének növekedésekor indítja a leolvasztást. Így a ciklus hosszára a nedvesítés mértéke nincs hatással, csak a periódusidőre, melyet ennek megfelelően csak a kritikusnak tekinthető külső hőmérsékletek esetére értékeltem ki saját méréseim alapján. Az éves modellezéshez más kutatók eredményeit használtam fel, melyek figyelembe veszik a környezeti levegő páratartalmának változását is.

A leolvasztási ciklusok +2°C-nál magasabb hőmérséklet esetén gyakorlatilag nem következnek be. Ez matematikailag azt jelentené, hogy az ábrázolt görbék itt ugrásszerűen 0-ra csökkennek, aminek fizikai tartalma nehezen lenne azonosítható. A jelenség magyarázata a hőszivattyú leolvasztási stratégiájában rejlik: a leolvasztás mindig akkor indul el, amikor az elpárologtató kilépő vezetékének hőmérséklete egy meghatározott értékkel a beszívott levegő hőmérséklete alá csökken, a **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.** szerint. Mivel ez egy mesterséges beavatkozás, ami a leolvasztási ciklusok között eltelt időt befolyásolja, így lehetőség nyílik arra, hogy a leolvasztási ciklusok viselkedésében egységugrás átmenet is keletkezessen. Ez együtt jár a periódusidő változásával. A diagramon bemutatott egyenletek alapján megállapítom, hogy a leolvasztási ciklusidő és a külső léghőmérséklet között lineáris kapcsolat áll fenn, melyet a

$$t_{leolv} = L \cdot T_a + E \quad (3.3)$$

általános összefüggés ír le, ahol az L és E konstansok az általam vizsgált hűtőközegekre a 3.1. táblázat szerint alakulnak.

3.1. táblázat Az általam meghatározott konstansok az egyes hűtőközegekre

Hűtőközeg	L	E	R ²	RMSE
R32	0,397	10,3	0,9	0,97
R290	0,392	10,9	0,86	0,99
R410a	0,397	13,8	0,88	0,55

Az R² a függvény illeszkedését jellemzi, az RMSE értéke a mért értékek szóródását mutatja az illesztett függvényhez képest. E konstansok segítségével számíthatóvá válik egyebek mellett a leolvasztási ciklusok okozta éves üzemidő csökkenés, mely elkerülhető a két hőforrású elrendezés alkalmazásával.

3.2.2 Az éves teljesítmény kiesés csökkentésének módja kiegészítő hőforrás alkalmazásával

Miután számítási összefüggést találtam a leolvasztási idő meghatározására a külső hőmérséklet függvényében, és korábbi irodalomkutatásból ismert egy összefüggés a leolvasztási ciklusok között optimális időtartamra, ezek segítségével időjárási adatok ismeretében meg tudom határozni a fűtési szezon alatt bekövetkező üzemidő kiesést. Ennek következménye természetesen a teljesítmény csökkenése is, melynek mértékét szintén meg tudom határozni.

A leolvasztáshoz szükséges időtartamot az alábbi összefüggéssel számítottam a napjainkban elterjedt R410a hűtőközege:

$$t_{leolv\ 410} = L_{410} \cdot T_a + E_{410} \quad (3.4)$$

ahol:

T_a a külső hőmérséklet [°C].

Ez az összefüggés az (2.1) egyenlettel együtt alkalmas a teljes leolvasztási ciklus idejének meghatározására a külső hőmérséklet és a relatív páratartalom függvényében. A teljes ciklus az optimális üzemidő és a leolvasztási idő összege:

$$t_{ciklus} = t_{opt} + t_{leolv} \cdot \quad (3.5)$$

Az általam meghatározott teljesítmény kiesés pedig az év azon óráiban értelmezhető, amikor a külső hőmérséklet +2°C alatt van. Ezekre az

időszakokra külön-külön meghatároztam t_{opt} és t_{leolv} értékeit, melyekből számíthatóvá vált az üzemidő csökkenés aránya:

$$t_{kiesés} = \sum t_{leolv}, \text{ és} \quad (3.6)$$

$$X = \frac{t_{kiesés}}{t_{fűtés}}. \quad (3.7)$$

Magyarországi átlagos körülmények esetén $t_{fűtés}=4000\text{h}$, ezzel $X=4,4\%$ -ra, $t_{kiesés}=177$ órára adódik, mely elkerülhető két hőforrás párhuzamos alkalmazásával úgy, hogy nem szükséges a teljes rendszer egész éves kiszolgálására méretezni a talaj hőcserélőt. A számítási eredményeket az év $+2^{\circ}\text{C}$ -nál hidegebb óráira a mellékletben ismertetem.

Ez a tény rámutat, hogy az általam vizsgált lét hőforrással rendelkező hőszivattyú telepítési többletköltségének megítélése nem magától értetődik. Természetesen két hőforrás telepítési költsége magasabb, mint egy hőforrásé, ugyanakkor figyelembe kell venni, hogy a két hőforrás az év során együttesen fedezi a hőigényeket, így még maximális teljesítményüket tekintve sem kell úgy méretezni őket, mintha az egész év során önállóan kellene ellássák a feladatot. Ennek oka elsősorban a talaj hőforrásnál követhető, hiszen az alacsonyabb éves kihasználás miatt a talaj hőmérséklete a kritikus időszakban magasabb marad, így nincs szükség akkora talajkollektorra.

A levegő hőforrást hasznosító elpárologtatót pedig elegendő a $+5^{\circ}\text{C}$ külső hőmérsékletre méretezni, hiszen ezalatt üzeme automatikusan leáll. További méretcsökkentés érhető el, ha az általam vázolt teljesítmény arány összefüggés figyelembevételével méretezik a levegős hőcserélőt, hiszen annak teljesítménye már $+10^{\circ}\text{C}$ alatt is jelentősen csökken. A két hőforrású elrendezés másik hasznosítási lehetősége olyan technológiai folyamatokban képzelhető el, ahol mindenképpen kiépítésre kerül a hűtés és a fűtés is, de alapvetően ezeket külön-külön berendezésekkel látnák el.

3.3 Új tudományos eredmények

1. *Két hőforrású hőszivattyúval magasabb COP érhető el, mint egy hőforrás alkalmazásával.*

Mérési eredményeim alapján megállapítom, hogy két hőforrás egyidejű, párhuzamos, szabályozás nélküli alkalmazásával – a víz hőforrás hőmérsékletét állandó 10 °C-on tartva, a levegő hőforrás hőmérsékletét a +6...+17 °C közötti tartományban beállítva állandó 36 °C kondenzációs hőmérséklet mellett az elpárolgotatók 10K-es hőfoklépcsőjét figyelembe véve – +6 °C-nál magasabb léghőmérséklet esetén a két hőforrású rendszer COP-jét leíró függvény meredeksége nagyobb, mint kizárólag levegő hőforrást hasznosító rendszer esetében, +6 °C-nál alacsonyabb léghőmérséklet esetén pedig a kizárólag víz hőforrással elérhető COP a magasabb.

2. *Két hőforrás párhuzamos alkalmazása esetén fojtás segítségével beállítható az elpárolgotatók optimális teljesítmény aránya.*

Elpárolgási nyomásszabályzó szeleppel és két hőforrással rendelkező hőszivattyún végzett méréseim alapján megállapítom, hogy ha a két hőforrás teljesítmény arányát fojtások segítségével állítom be, akkor a teljesítmény tényezőnek – +20°C víz és +10...+20 °C levegő hőforrás hőmérséklet mellett – maximuma lesz, melyet – az elpárolgási hőmérsékletek -2...+7 °C közötti tartományában, a kondenzáció állandó 36°C-os hőmérséklete esetén – másodfokú összefüggés ír le, melynek maximális értékéhez képest a legnagyobb COP csökkenés – a $k=0...1$ közötti tartományban – nem haladja meg a 10%-ot, ami egyszerű és gyors automatizálást tesz lehetővé csekély energiavesztés mellett.

3. *Levegő és víz hőforrás egyidejű, párhuzamos, szabályozás nélküli alkalmazása esetén elkerülhető a levegő hőforrást alkalmazó elpárolgotató deresedése.*

Külső nyomás kiegyenlítésű termosztatikus expanziós szeleppel rendelkező hőszivattyún kiegészítő szabályozás nélkül végzett méréseim alapján megállapítom, hogy – állandó 10 °C-os víz- és +5...+35 °C között 2 °C-os lépcsőkben beállított levegő hőforrás- és 36 °C kondenzációs hőmérséklet esetén – a levegő hőforrás

teljesítménye $+5^{\circ}\text{C}$ léghőmérséklet alatt nullára csökken, így az elpárolgató deresedése elkerülhető, ami egy fűtési szezonban 4,4%-os üzemidő kiesés elkerülését teszi lehetővé.

4. *A COP fojtással szabályozott és önszabályzó rendszer esetén is leírható az elpárolgatók teljesítmény aránya szerint súlyozott átlagos elpárolgási nyomás függvényeként.*

A levegő hőforrást hasznosító elpárolgatók deresedése szempontjából kritikus $0\dots+6^{\circ}\text{C}$ elpárolgási hőmérséklet tartományban $-+20^{\circ}\text{C}$ víz hőforrás- és 36°C kondenzációs hőmérséklet mellett fojtásos teljesítmény-arány szabályozás alkalmazásával és önszabályzó rendszeren – végzett méréseim alapján megállapítom, hogy a fojtással szabályozott és az önbeálló rendszer COP értékei között az

$$\text{COP}_{\text{szabályozott}} = 0,91\text{COP}_{\text{önszabályzó}}$$

összefüggés áll fenn $R^2=0,99$ és RMSE 0,25 mellett, amennyiben azt az elpárolgatók teljesítménye szerint súlyozott átlagos elpárolgási nyomás függvényében vizsgálom, lehetővé téve ezzel a szoftveres modell eredményeinek validálását tetszőleges beállítások mellett.

5. *A két párhuzamosan kapcsolt elpárolgatóval rendelkező hőszivattyú modellezhető egy elpárolgatósként az elpárolgatók teljesítmény aránya szerint súlyozott elpárolgási nyomás alkalmazásával.*

Két hőforrás egyidejű, párhuzamos, fojtással szabályozott alkalmazásával $-2\dots+9,5^{\circ}\text{C}$ elpárolgási- és állandó 44°C kondenzációs hőmérsékletet beállítva a $k=0,1\dots0,8$ teljesítmény arány tartományban – mért és modellezett eredmények alapján $R^2=0,99$ és $\text{RMSE}=0,25$ mellett- meghatároztam a

$$Q_{\text{evap}} = \dot{Q}_{\text{víz}} + \dot{Q}_{\text{levegő}}, \text{ és a}$$

$$P_{\text{evap}} = 1,09 \cdot (k \cdot P_{E6} + (1 - k) \cdot P_{E5})$$

összefüggéseket, melyek segítségével a kizárólag egy elpárolgatóval rendelkező hőszivattyú modellezésére szolgáló szoftverrel modellezhetővé válik a két párhuzamosan kapcsolt elpárolgatóval rendelkező hőszivattyús rendszer.

6. *A levegő hőforrást hasznosító elpárolgató leolvasztásának ciklusideje lineáris összefüggést mutat a léghőmérséklettel.*

2...4kW hasznos fűtési teljesítmény tartományba eső levegő-levegő hőszivattyúkon – háromféle hűtőközeg töltettel -10...0 °C hőforrás oldali léghőmérséklet tartományban állandó 85%-os relatív páratartalom és állandó 23°C kondenzátor oldali léghőmérséklet esetén – végzett méréseim alapján megállapítom, hogy a vizsgált tartományban – a gyári leolvasztási szabályozás megtartása mellett – az elpárolgató leolvasztásához szükséges idő a

$$t_{leolv} = L \cdot T_a + E$$

összefüggéssel írható le, ahol L és E az adott hűtőközegre jellemző konstansok.

7. *Az elpárolgatók teljesítmény aránya leírható a külső hőmérséklet függvényében.*

Külső nyomás kiegyenlítésű termosztatikus expanziós szeleppel rendelkező hőszivattyún kiegészítő szabályozás nélkül végzett méréseim alapján megállapítom, hogy – állandó 10 °C-os víz- és +5...+30 °C között 2 °C-os lépcsőkben beállított levegő hőforrás- és 36 °C kondenzációs hőmérséklet esetén – az elpárolgatók teljesítmény arányát a $0,1 < k < 0,8$ tartományban a

$$k = -0,028 \cdot T_a + 0,86$$

összefüggés írja le $R^2=0,98$ és $RMSE=0,03$ mellett, mely összefüggés segítségével pontosan méretezhetővé válik a levegő hőforrást hasznosító elpárolgató.

4 ÖSSZEFOGLALÁS

Kutatásom kezdeti szakaszában több részterületre vonatkozóan végeztem irodalomkutatást, mely érintette a több hőforrás hasznosításának eddigi tudományos eredményeinek feldolgozása mellett a hűtőközeg váltás lehetőségeit, a leolvasztási módszereket, valamint a leolvasztási ciklusok meghatározásának lehetőségeit. Az irodalomkutatás során számos hasznos információ mellett hiányosságokat is találtam, például nem vagy nem az általam javasolt módon vizsgálták több hőforrás párhuzamosan történő hasznosításának lehetőségeit. Ugyancsak nem vizsgálták az általam megvalósított részletességgel a levegő hőforrás egyik hátrányos tulajdonságát, a leolvasztási ciklust és annak energetikáját, különös tekintettel a külső hőmérséklettel való összefüggésre. Nem találtam példát a párhuzamosan üzemelő elpárolgotatók hűtőkört modellező szoftverben történő leírására, mely problémára munkám eredményeként sikerült megoldást adnom.

Munkám során megállapítottam, hogy lehetséges és ésszerű megoldás lehet a hagyományos levegő hőforrású hőszivattyú kiegészítése más hőforrással, például talajhőt hasznosító víz közvetítő közeges elpárolgotatóval. A rendszer ugyancsak alkalmas technológiai hűtési- és hőigény egyidejű kiszolgálására, vagy akár hulladékhő hasznosítására. Megállapítottam továbbá a hagyományos levegő hőforrású hőszivattyúk alkalmazása esetén a leolvasztási ciklusok miatt bekövetkező teljesítmény csökkenés mértékét. Az általam javasolt, korábban mások által nem vizsgált rendszer alkalmazásával lehetőség nyílik e teljesítmény csökkenés kiküszöbölésére.

Fontos megállapítása a kutatásnak, hogy a levegő hőforrás elpárolgási hőmérséklete az időjárási körülményeknek megfelelően csökken, azonban ennek mértéke lényegesen meghaladja a víz hőforrás elpárolgási hőmérsékletének csökkenését. Ennek két fő oka jelölhető meg: Egyrészt a talajból nyert hő közel állandó hőmérsékleten áll rendelkezésre az év során, másrészt a hűtőközeg-víz hőcserélő hőátbocsátási tényezője jelentősen függ az elpárolgotató terhelésétől (a növekvő terhelés javítja a hőátadást), míg a hűtőközeg-levegő elpárolgotató hőátbocsátási tényezőjét elsősorban a levegő oldal határozza meg, így az közel állandónak tekinthető. Ennek következménye, hogy a levegő oldal elpárolgási hőmérséklete jelentősen, míg a víz oldalé a terhelés növekedésével csak kismértékben csökken, a két oldal teljesítmény arányának önszabályzó jellegével mindig az optimális értékre áll be.

A rendszer önműködő jellegéért a külső nyomáskiegyenlítésű termosztatikus expanziós szelepek alkalmazása felel, így minden hasonlóan kivitelezett rendszer viselkedése hasonló lesz, az eredmények így módon általánosíthatók. Fontos kiemelni, hogy a két hőforrás alkalmazása nem jelenti kétszer akkora hőcserélő felület beépítését, hiszen éppen a teljes terheléses üzemállapotokban (nyáron használati melegvíz termelésnél, télen alacsony külső hőmérséklet mellett történő fűtésnél) az egy hőforrású rendszerhez képest kisebb hőcserélő felületekkel lehet kiszolgálni az igényeket.

A leolvasztási ciklusok vizsgálatára létrehozott berendezéshez hasonló konstrukcióval szintén nem találkoztam az irodalomkutatás során. Ennek a részfeladatnak -bár első közelítésben úgy tűnhet, nem kapcsolódik szervesen a disszertáció címében jelzett témakörhöz- számos hozadéka volt a kutatás során. Ilyen volt a leolvasztási ciklusok hosszának megismerése a külső hőmérséklet és az alkalmazott hűtőközeg függvényében, ami nem várt eredményeket hozott. Ugyancsak hozzájárultak az eredmények az éves teljesítmény kiesés meghatározásához, ami szintén hiánypótlónak tekinthető, hiszen erről se publikációkban, se a hőszivattyúk adatlapjain nem találni információt. A méréseket több hőszivattyú típuson, eltérő teljesítmények mellett több ismétléssel végeztem.

5 AZ ÉRTEKEZÉS TÉMAKÖRÉHEZ KAPCSOLÓDÓ KIEMELT PUBLIKÁCIÓK

Lektorált cikk idegen nyelven

1. Hermanucz, P., Géczi, G., Barótfi, I. (2022): Energy efficient solution in the brewing process using a dual-source heat pump. Thermal Science, DOI: TSCI210901026H
2. Székely, L., Kicsiny, R., Hermanucz, P., Géczi, G. (2021): Explicit analytical solution of a differential equation model for solar heating systems. Solar Energy, 222, pp. 219-229. (0038-092X)

Lektorált cikk magyar nyelven

3. Hermanucz, P., Géczi, G., Barótfi, I. (2019): Hűtőközeg váltás hőszivattyúra gyakorolt hatásának mérési lehetőségei. Jelenkori Társadalmi És Gazdasági Folyamatok, 14, 1, pp. 71-76.
4. Hermanucz, P., Géczi, G., Barótfi, I. (2021) Levegő hőforrású hőszivattyú leolvasztási módszerei. Magyar Épületgépészet, 70, 12, pp. 1-5.
5. Hermanucz, P., Benécs, J., Barótfi, I. (2022): Levegő hőforrású hőszivattyú leolvasztási ciklusának energetikai vizsgálata. Magyar Épületgépészet, 71, 1, pp. 7-12.