



Magyar Agrár- és Élettudományi Egyetem

ÉPÜLET HŐIGÉNYÉHEZ ILLESZTETT TÖBB  
HŐFORRÁSÚ HŐSZIVATTYÚ ELEMZÉSE

DOI: 10.54598/002000

Doktori (PhD) értekezés

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
<b>1.1 A téma időszerűsége, jelentősége</b> .....	7
<b>1.2 Célkitűzések</b> .....	8
2 SZAKIRODALMI ÁTTEKINTÉS .....	9
<b>2.1 A hőszivattyúk működési elve</b> .....	9
<b>2.2 A kompresszor</b> .....	11
2.2.1 Spirál kompresszor .....	12
2.2.2 Gördülő dugattyús kompresszor .....	13
2.2.3 Lengő dugattyús kompresszor .....	14
2.2.4 Lineáris kompresszorok.....	15
2.2.5 A kompresszorban lejátszódó folyamatok .....	16
2.2.6 Expanziós szelep .....	18
<b>2.3 Hűtőközegek környezeti hatásai, fejlődési trendjei</b> .....	20
2.3.1 Hűtőközegek mennyiségi és minőségi hatása .....	20
<b>2.4 A hőszivattyúkban alkalmazott hőcserélők</b> .....	21
2.4.1 Hűtőközeg-levegő hőcserélő.....	21
2.4.2 Hűtőközeg-víz hőcserélő.....	22
<b>2.5 Hőszivattyú típusok</b> .....	23
2.5.1 Víz-víz hőszivattyúk .....	23
2.5.2 Levegő-víz hőszivattyúk .....	24
2.5.3 Abszorpciós hőszivattyú .....	25
2.5.4 Adszorpciós hőszivattyú .....	26
<b>2.6 Több hőforrás alkalmazás lehetőségei, problémái</b> .....	27
2.6.1 Hűtőközeg-talaj hőcserélő .....	29
2.6.2 Levegő hőforrás .....	30
2.6.3 Talaj hőforrás .....	31
2.6.4 Hőtermelési oldal .....	33
2.6.5 Az egy hőforrással rendelkező típusok problémái.....	34
2.6.6 A levegő-hűtőközeg hőcserélő deresedésének eltávolítási lehetőségei .....	35
2.6.7 A leolvasztási ciklus időzítése .....	36
2.6.8 Idő alapú indítás.....	36
2.6.9 Igény alapú indítás .....	36
2.6.10 Hőmérséklet alapú leállítás .....	38
<b>2.7 A körfolyamat ábrázolási lehetőségei</b> .....	38
2.7.1 A folyamat hatásfoka, a hatásfok javításának lehetőségei .....	41
<b>2.8 A szakirodalmi áttekintés összefoglaló értékelése</b> .....	42
3 ANYAG ÉS MÓDSZER.....	44
<b>3.1 A méréshez használt eszközök</b> .....	44
3.1.1 A több hőforrású hőszivattyú fizikai modellje .....	44
3.1.2 A leolvasztási ciklus vizsgálatához használt berendezés .....	47
<b>3.2 A mérések során alkalmazott hűtőközegek</b> .....	50
3.2.1 Az R410a hűtőközeg .....	50
3.2.2 Az R290 hűtőközeg .....	51
3.2.3 Az R32 hűtőközeg .....	51

3.2.4 Az R404a hűtőközeg .....	51
<b>3.3 A mérések során alkalmazott műszerek .....</b>	<b>51</b>
3.3.1 A több hőforrású hőszivattyú műszerezése .....	51
3.3.2 A leolvasztási ciklus vizsgálatához használt berendezés műszerezése .....	54
<b>3.4 Az alkalmazott mérési beállítások .....</b>	<b>56</b>
3.4.1 A két hőforrású hőszivattyú esetén alkalmazott beállítások .....	56
3.4.2 A leolvasztási ciklusok vizsgálatánál alkalmazott beállítások .....	57
<b>3.5 A modellezéshez használatos szoftver ismertetése .....</b>	<b>57</b>
<b>3.6 Kiértékelési módszerek .....</b>	<b>60</b>
3.6.1 Az entalpia értékek meghatározása .....	60
3.6.2 Nehezen mérhető jellemzők meghatározása .....	60
3.6.3 A több hőforrású hőszivattyú elpárologtatóinak teljesítmény-aránya .....	62
3.6.4 Az effektív és indikatív teljesítmény tényező számítása .....	62
3.6.5 Az adatok rögzítése, távoli elérés .....	62
3.6.6 Az adatok értékelésének matematikai háttere .....	64
3.6.7 A leolvasztási ciklusidők meghatározása .....	64
<b>4 EREDMÉNYEK .....</b>	<b>65</b>
<b>4.1 A mérőrendszerek működésének igazolása .....</b>	<b>65</b>
4.1.1 A két hőforrású hőszivattyú fizikai modelljének működése .....	65
4.1.2 A leolvasztási ciklusok hosszának vizsgálatára használt berendezés működése .....	67
<b>4.2 A több hőforrású hőszivattyús rendszer kísérleti eredményei .....</b>	<b>68</b>
4.2.1 Levegő és víz hőforrás egyidejű, párhuzamos üzemének vizsgálata .....	68
4.2.2 Párhuzamosan üzemelő elpárologtatók teljesítmény arányának beállítása nyomásszabályzó szeleppel .....	69
4.2.3 Párhuzamosan üzemelő elpárologtatók teljesítmény aránya szabályozás nélkül .....	70
4.2.4 A szabályozott és az önbeálló rendszer összehasonlítása .....	72
4.2.5 Szoftverben modellezett jellemzők és összehasonlításuk a mérési eredményekkel .....	73
<b>4.3 Leolvasztási ciklus mérés eredményei .....</b>	<b>75</b>
4.3.1 A leolvasztási ciklusok adatainak elemzése .....	75
4.3.2 A leolvasztási ciklus mérési eredményeinek értékelése .....	79
4.3.3 Az éves teljesítmény kiesés csökkentésének módja kiegészítő hőforrás alkalmazásával .....	81
<b>4.4 Új tudományos eredmények .....</b>	<b>84</b>
<b>5 ÖSSZEFOGLALÁS .....</b>	<b>86</b>
<b>6 SUMMARY .....</b>	<b>87</b>
<b>7 MELLÉKLETEK .....</b>	<b>88</b>
<b>8 KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS .....</b>	<b>102</b>

## JELÖLÉSJEGYZÉK

### Alkalmazott jelölések

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

$T_H$	a meleg tartály abszolút hőmérséklete	[perc]
$V$	térfogat	[m <sup>3</sup> ]
$W$	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

$\eta$	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	Ózombontó képesség
TEWI	Teljes egyenértékű felmelegítő képesség
ARH	Alsó robbanási határ
FRH	Felső robbanási határ

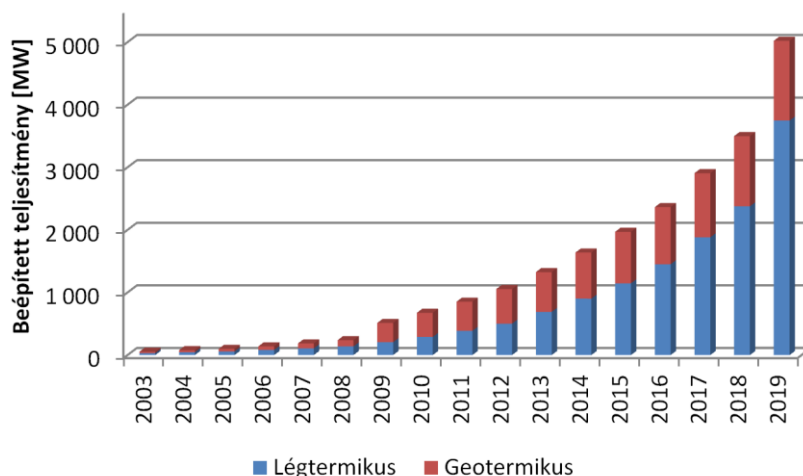
# 1 BEVEZETÉS

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. Később, a körfolyamat elemeinek műszaki tökéletesítésével, amikor már kisebb méretekben is gazdaságosan megvalósíthatóvá vált a hőszivattyú, nagyobb számban jelentek meg gyártók, gyártmányaik pedig bizonyos teljesítmény tartományban igen magas darabszámban kerültek értékesítésre (Hermanucz et. al. 2021). 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, ezt mutatja a 1.1. ábra (Eurostat, 2021).



1.1. ábra A hőszivattyúk beépített teljesítményének alakulása a környező országokban (V4)

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

Munkám során arra a kérdésre adok választ, hogyan lehetséges egy adott hőfogyasztó hőigényének kiszolgálása az eddig alkalmazott hőszivattyú típusoktól eltérő konstrukció mellett magasabb éves teljesítmény tényezővel. Ehhez a munkához több részterületet elemzek, hiszen több energetikai rendszer és a környezet egymásra hatását kell figyelembe vennem. Bárhol is avatkozom be, annak hatása a rendszer határain belül több helyen meg fog jelenni.

Feltételezésem, hogy az elérhető műszaki megoldások kombinálásával, több elpárolgató 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 SZAKIRODALMI ÁTTEKINTÉS

A szakirodalmi áttekintésben elsősorban a kicsi és közepes teljesítményű, normál hűtési tartománynak megfelelő hőmérsékleten üzemelő, gőz kompressziós hőszivattyúkat vizsgálom, melyek megfelelnek egy-egy háztartás, vagy nagyobb lakóépületben fölmerülő hőigények kielégítésére (Páger, 2019). Így a 2...12kW fűtési teljesítmény és  $-15...+15$  °C elpárolgási és  $30...40$ °C kondenzációs hőmérséklet között előnyösen alkalmazható hőszivattyúkat, részegységeiket, járatos megoldásaikat, valamint hőforrás- és hőleadási kérdéseit, leolvasztási ciklusaival kapcsolatos kutatási eredményeket ismertetem.

A hőszivattyú elválaszthatatlan része a hűtőközeg, mely több szempontból is meghatározó a hőszivattyú környezetre gyakorolt hatását tekintve (AIRAH, 2012). Irodalmi források alapján feltárom a hőszivattyúk üzemével kapcsolatos modellezési eljárásokat, tudományos eredményeket. Ismertetem az általam létesítendő kísérleti berendezés egyes részeit, azok kapcsolódását az általam választott modellezési eljáráshoz. Részletesen elemzem a témában eddig elért tudományos eredményeket a több hőforrással üzemelő hőszivattyúkkal, továbbá a modellezési eredmények bemutatásával. A megismert kutatási eredményeket értékelem, összehasonlítom és megkeresem azokat a részeket, melyeket még nem teljeskörűen vagy nem egyértelműen tártak föl.

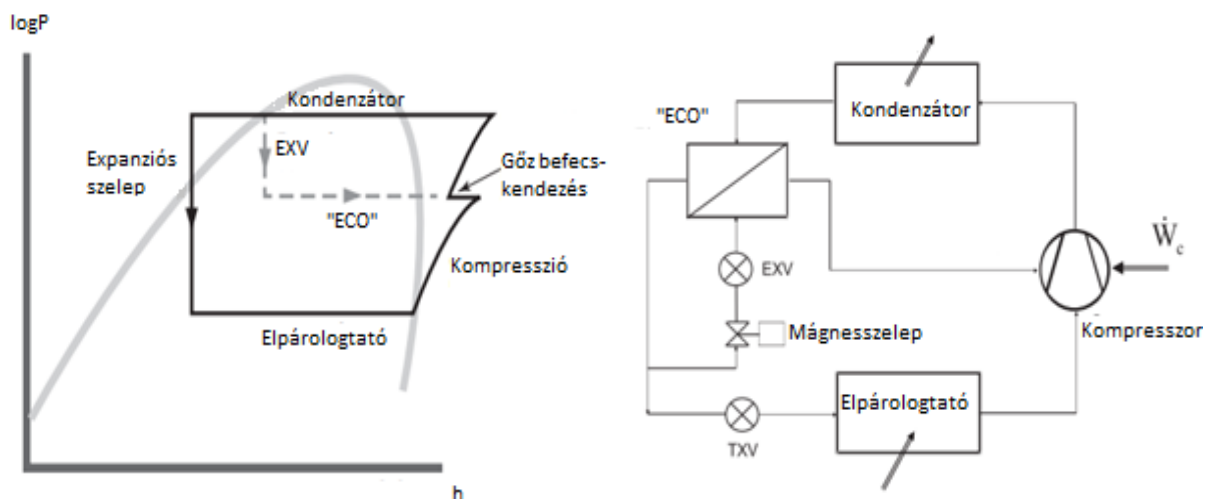
### 2.1 A hőszivattyúk működési elve

Hőszivattyúzási feladatokat több műszaki megoldással is el lehet végezni. Ilyenek lehetnek például az adszorpciós hőszivattyúk, melyeket önállóan ritkán alkalmaznak és jelenleg csak kis teljesítmények esetén érhetőek el. Hasonlóan kis teljesítményűek, és épületgépészeti szempontból nem rendelkeznek nagy jelenőséggel a Pertier-elemek, melyeket elsősorban hűtés feladatokra szoktak használni, ugyanakkor megvalósítják a hőszivattyúk alapvető feladatát, miszerint a hőt alacsonyabb hőmérsékletéről magasabb hőmérsékletre szállítják (Schramek, 2013). Néhány esetben abszorpciós hőszivattyúkat is alkalmaznak, például alacsony hőmérsékletű hulladékhő hasznosítására, azonban ezek inkább a 100...1000kW teljesítmény tartományban járatosak (Xu és Wang, 2016). Összefoglalva megállapítom, hogy az általam vizsgált épületgépészeti területen és teljesítmény tartományban jelenleg szinte kizárólag a gőz kompressziós körfolyamat valamely változatával megvalósított hőszivattyúkat alkalmaznak.

A gőz kompressziós körfolyamat négy lényeges állapotváltozást tartalmaz (Komlós et. al. 2009):

- Politropikus kompresszió (veszteségek miatt nem izentropikus)
- Kondenzáció magas nyomáson és hőmérsékleten
- Adiabatikus expanzió (fojtás)
- Elpárolgás alacsony nyomáson és hőmérsékleten

Korszerű hőszivattyúk esetében azonban kiegészítő berendezéseket alkalmaznak, melyekkel a kompresszió közben a komprimált közeg visszahűthető (EVI - Economised vapour Injection) (Domenique et. al. 2018). A teljesítmény tényező növelése érdekében utóhűtést alkalmaznak, a hőcserélőkben nyomásesés jön létre az áramlás hatására, így a megvalósult körfolyamatok ennél lényegesen összetettebbek. A körfolyamat szemléltetésére több járatos ábrázolási mód is létezik, azonban a leginkább szemléletes és használatos a logP-h diagram. A korszerű hőszivattyúkra jellemző kompresszoros körfolyamat logP-h diagramja alább látható. A 2.1. ábra az ideális, veszteségmentes körfolyamathoz képest mutatja a valós berendezések esetében létrejövő különbségeket, melyekre alább adok magyarázatot, előrevetítve a beavatkozási lehetőségeket és azok kapcsolódását kutatásomhoz. Tekintve, hogy a gőzbefecskendezés jelentősége elsősorban alacsony elpárolgási hőmérsékletek esetén nagy, értekezésemben e nélkül vizsgálom a körfolyamatot.

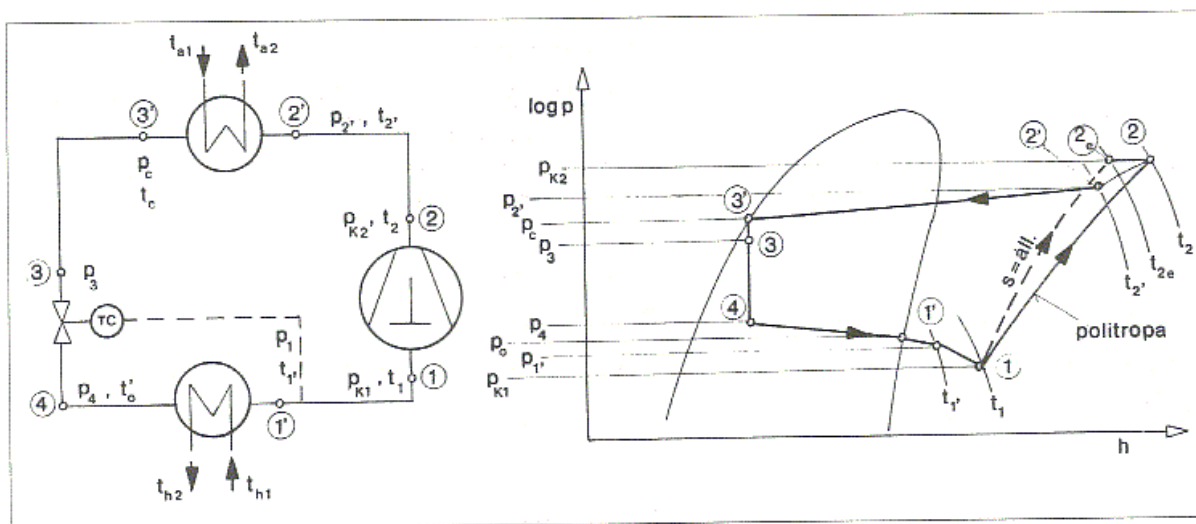


2.1. ábra Hűtőkör kapcsolása és logP-h diagramja (Domenique et. al 2018) nyomán

Az általam kidolgozandó rendszer egyik célja, hogy mellőzze az alacsony elpárolgási hőmérsékleteket, ezáltal a gőz befecskendezés jelentősége is lecsökken.

A kompresszorban a közeg sűrítése során veszteségek lépnek föl, ezáltal a komprimált közeg hőmérséklete nagyobb mértékben emelkedik, mint az a nyomásnövekedés mértékéből következne (Komondy, 1952). A jelenség és annak káros energetikai hatása általánosan ismert a kompresszorok esetében. Az általam vizsgált kompresszorokban a villamos hajtás egy térben helyezkedik el a munkagéppel, a villamos motor hűtésért részben a hűtőközeg felel, ami tovább növeli annak hőmérsékletét, emelve a túlhevítés mértékét.

Fontos, hogy a kompresszor kenéséért felelős kenőanyag is e térben van jelen, és ez a kenőanyag nem visel el károsodás nélkül 140°C-nál magasabb hőmérsékletet. Ilyen magas hőmérsékleten történő üzemelés következtében az olaj degradálódik, savasodik, ami a villamos motor tekercselését megtámadja, és annak károsításával az olajat szennyezi. Ez az olajszennyezés a berendezés más részein okozhat problémát, a tekercselés pedig idővel zárlatossá válhat, ami az egybeépített kompresszor és sokszor az egész berendezés elszennyeződéséhez, tönkremeneteléhez vezet. Fentiek figyelembevételével a 2.2. ábra szerint alakul a körfolyamat valós nyomáslefutása (Jakab, 2006).



2.2. ábra A valós körfolyamat kapcsolása és ábrázolása (Jakab, 2006)

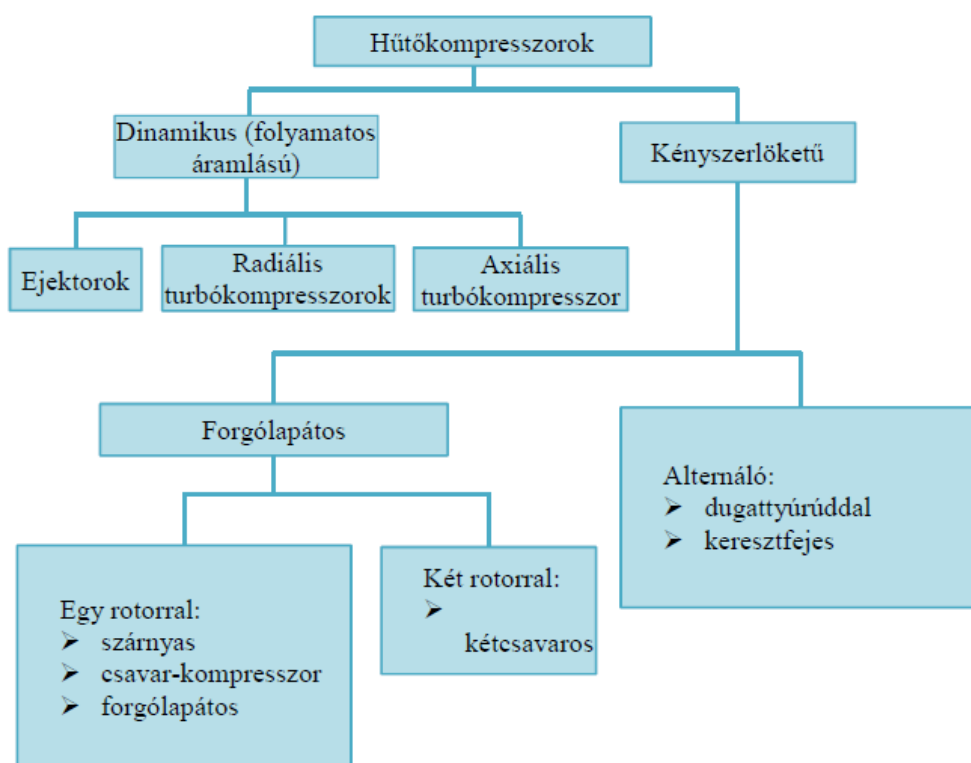
A fenti ábrán látható 1'-1, valamint 2'-2 pontok közötti szakaszok mérése a gyakorlatban csak igen költséges és bonyolult átalakítások után lehetséges, ezért kutatásom során ezeket közelítések alkalmazásával veszem figyelembe. A továbbiakban az általam vizsgált hőszivattyú típus részegységeit ismertetem a hozzájuk kapcsolódó irodalmi források feldolgozásán keresztül.

## 2.2 A kompresszor

A hőszivattyús körfolyamatok megvalósításához számos kompresszor típus áll rendelkezésre. Minden teljesítmény- és hőmérséklet tartományhoz megválasztható az ideális gép, így jelen munkában a típusok áttekintését ismertetem.

A dugattyús kompresszorok kompakt hermetikus változatai a legelterjedtebbek, elsősorban a kis és közepes hűtőteljesítmények kategóriájában. Működés szempontjából kényszerlökötű (térfogatkiszorításos) és dinamikus (folyamatos áramlású) kompresszorokat különböztetünk meg. A térfogatkiszorításos elvnél az alkatrészek olyan teret hoznak létre a kompresszorban, amely azt okozza, hogy a gáz vagy a gőz térfogata csökkenjen a kompresszorba való bemenete és kimenete közötti szakaszon. A térfogatkiszorításos elv alapján működnek az alternáló (dugattyút tartalmazó) és a forgódugattyús kompresszorok (más néven forgólápátos), amelynek altípusai a szárnyas, a csavarkompresszor és a spirálkompresszor.

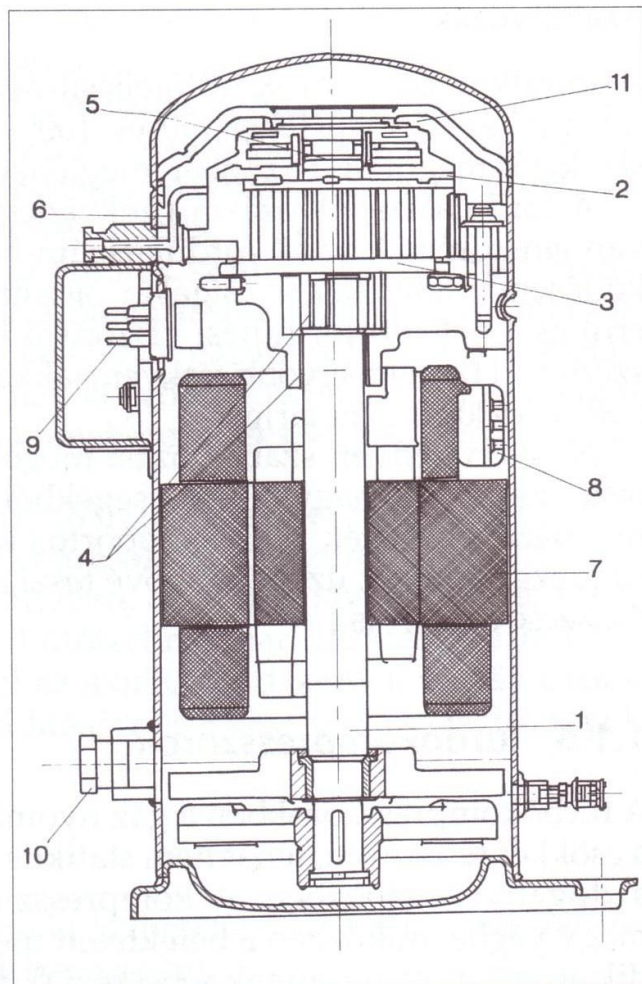
A dinamikus elvet a turbókompresszorokban és az ejektorokban alkalmazzák. A gáz a dinamikus vagy folyamatos áramlás elvének alkalmazásával kerül összesűrítésre, vagyis a gáz áramlásának gyorsítása és lassítása során fellépő erők és jelenségek felhasználásával. A gáz áramlásának átvezetésének módja szerint a turbókompresszorok lehetnek radiálisak vagy axiálisak. Az ejektorok is ebbe a kategóriába tartoznak, a hűtési rendszerekben csak ritkán alkalmazzák, valamint a hatékonyság növelése érdekében a hűtési ciklusokba kerülhetnek beillesztésre. A 2.3. ábra a kompresszorok csoportosítását mutatja be.



2.3. ábra Kompresszorok osztályozása működési elv szerint

### 2.2.1 Spirál kompresszor

Kompakt hermetikus változatai a legelterjedtebbek, elsősorban a kis és közepes hűtőteljesítmények kategóriájában. A spirál (Scroll) kompresszorok térfogat kiszorítás elvén működő forgódugattyús gépek. Működésük alapelve már századunk kezdetétől ismert, de elterjedésüket a pontos gyártástechnológia hiánya gátolta. (Szemléletesen két egymásban forgó kakaós csigára emlékeztet) Átütő sikert az 1970-es években ért csak el. Azóta viszont látványosan terjed, ami elsősorban kedvező üzemi tulajdonságainak köszönhető.



1. forgattyús tengely; 2. álló spirál;  
 3. forgó spirál; 4. lengődarab; 5. visszacsapó szelep;  
 6. folyadékbecskendező vezeték;  
 7. betétmotor; 8. tekereshőfok-védelem;  
 9. villamos csatlakozók;  
 10. olajsint ellenőrző ablak; 11. kiegyenlítő elemek

2.4. ábra Spirálkompresszor felépítése (Jakab, 2006)

Mint ahogy alternáló elemeket nem tartalmaz, rezgés- és zajmentes az üzeme, ami különösen a klímaberendezésekben való alkalmazását teszi kedvezővé. Előnyös az is, hogy kevés alkatrészből áll, nincsenek munkaszellepei, folyadékütéssel szemben nem érzékeny (Jakab, 2006). A kompresszortípus felépítését a 2.4. ábra mutatja. A szívóvezetékéből érkező gőz a spirál külső szélén lép be, az összekomprimált gőz az állórész középpontjában lévő kiömlőnyíláson át

távozik. A működés szempontjából döntően fontos, hogy a spirálok mind a csatornafalak élein (axiálisan), mind egymással oldalirányban érintkezve (radiálisan) is jól tömítsenek. Ehhez két bonyolult alakzat igen pontos illesztése szükséges, ami különleges technológiát igényel. Ezen a gyártástechnológia egy ésszerű megoldással lendült túl, hogy könnyen és olcsón gyártható, előnyös tulajdonságú gépet állítson elő: A mai spirálkompresszorok hajtóműve fel van szerelve egy speciális elemmel, egy ún. lengődarabbal, amely a kompresszor tehermentes indítását és a folyadékütés elkerülését teszi lehetővé. A lengődarab egy acélcsappal határolt pálya mentén elfordulhat és ennek következtében a spirál forgástengelyének excentricitása, azaz az „orbitális” pálya átmérője is változhat. Álló helyzetben az excentricitás kicsi, a spirálok nem érnek össze, a gép tehermentesen indulhat. Magasabb fordulaton azonban a lengődarab a centrifugális erő növekedése következtében a forgórészsel együtt sugárirányban kimozdul, mígnem a spirálok összeérnek. Ezután a centrifugális erő gondoskodik arról is, hogy a spirálfelületeken tömítéshez elegendő nyomóerő alakuljon ki. Folyadékcsívás esetén a kialakuló nyomás azonban a spirálokat el tudja távolítani egymástól, s az így kialakuló csatornában a folyadék utat nyer, és eltávozik anélkül, hogy törést okozna (Sugirdhalakshmi et. al.). A spirál tárcsákat a 2.5. ábra mutatja.

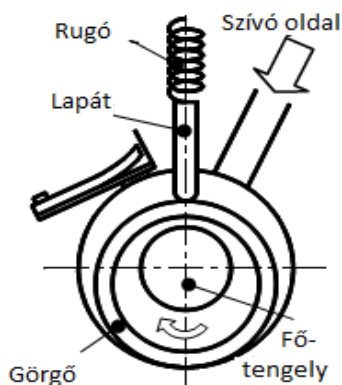


2.5. ábra Spirálkompresszor tárcsái (saját felvétel)

Így sikerült egy olcsó megoldással a hőszivattyús alkalmazás szempontjából több fontos igényt is kielégíteni: A sokszor változó körülmények között üzemelő, induló kompresszor nem érzékeny a folyadékütésre, olcsón gyártható, és az elemek kopásából adódó méret eltéréseket is képes ésszerű határokon belül kompenzálni. A villamos motor általában a kompresszor házzal fémes kapcsolatban áll, így a hőt közvetlenül a környezet felé adja le. A maradékot a beszívott hűtőközeg szállítja el, tovább csökkentve ezzel a folyadékütés veszélyét, hiszen az esetleges folyadék hűtőközeg itt rögtön elpárolog, mielőtt a kompresszor sűríteni próbálná. További előny, hogy a motortól elszállított hő a kompresszió után nem növeli a túlhevítést, így a gőz befecskendezés hatása sokkal jobban kontrollálható.

### 2.2.2 Gördülődugattyús kompresszor

A gördülődugattyús kompresszorok kizárólag hermetikus kivitelben és az általam vizsgált teljesítmény tartományban készülnek. A dugattyús rendszerekkel szemben itt a henger falán legördülő dugattyú végzi a sűrítést (2.6. ábra). A konstrukció szinte egyidős a dugattyús rendszerrel, a gördülődugattyús gépeket a hűtőtechnikában is már a századforduló óta használják. A jelenleg gyártott változatoknál a burkolaton belüli tér a nyomóoldali nyomás alá kerül, és nyomóoldali olajleválasztóként is működik, lényegesen csökkentve ezzel a kompresszor olajelhordását.

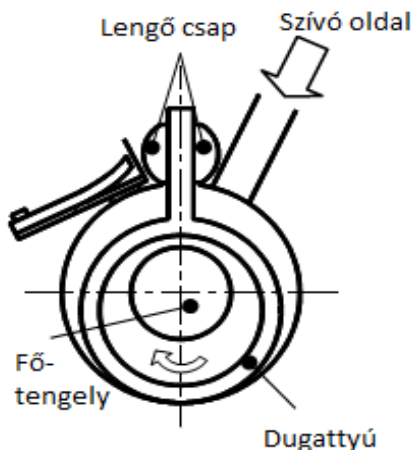


2.6. ábra Gördülődugattyús kompresszor működése (Yuuichi, 2015) nyomán

De itt a motorkompresszor-blokkot a jó kiegyensúlyozásnak köszönhetően nem kell rugókra állítani, illetve felfüggeszteni, hanem a burkolathoz lehet rögzíteni. Ezáltal – a motor állórészét a hengeres burkolatba préselve – a motor hővezető kapcsolatba kerül a tokkal. A disszipációs hő nagyrészt közvetlenül a környezetnek adódik át, nem az olaj és a hűtőközeg közvetíti. Ennek ellenére a komprimált hűtőközeg túlhevítését növeli, ami energetikai szempontból kedvezőtlen (Jakab, 2006).

### 2.2.3 Lengődugattyús kompresszor

Az ezredvégen forgalomba került „Swing” elnevezésű forgódugattyús kompresszor típus működési elve a gördülődugattyúséhoz hasonló, a működés fázisai is teljesen azonosak. (A hűtőközeg túlhevítését is hasonló mértékben növeli) A különbséget abban áll, hogy itt az elválasztó-tolattyú mereven a forgódugattyúhoz kapcsolódik, és egy elforduló hengeres elemben mozog. A dugattyú nem gördül a henger falán, hanem benne ritmikus lengő-csúszó mozgást végez, ezt mutatja a 2.7. ábra (Jakab, 2006). A nagyobb tehetetlenségű lengő rész következtében járása kiegyensúlyozatlanabb, mint a gördülődugattyús típusnál, azonban ezt az újonnan fejlesztett, elektronikus vezérlésű reluktancia motorok alkalmazásával sikerül csökkenteni. (A nyomaték akár egy fordulaton belül is változtatható, tehát javítható a motorkompresszor járáskultúrája.) További javulás érhető el két „henger” alkalmazásával. A megoldás hátránya, hogy csak a hozzá tartozó, bonyolult elektronikával együtt működőképes. Előnye, hogy két olcsó alkatrész kombinálásával egy jó tulajdonságokkal rendelkező termék állítható elő. A bonyolult villamos hajtást figyelembe véve e típust nem tartom jó választásnak kísérleti célokra.

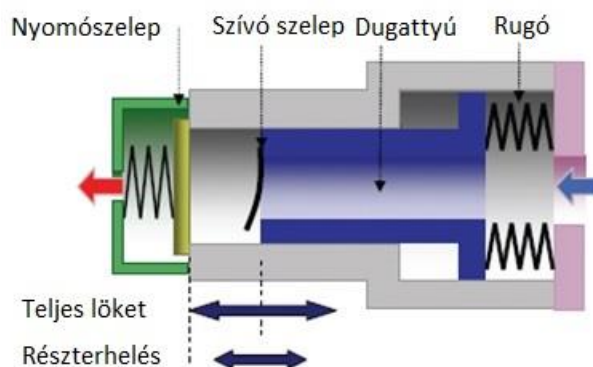


2.7. ábra Lengődugattyús kompresszor felépítése (Yuuichi, 2015) nyomán

A három elterjedt kompresszortípus vizsgálata után megállapítom, hogy kutatásomhoz leginkább a spirálkompresszor a megfelelő választás, hiszen ennek villamos hajtása a lehető legegyszerűbb, folyadékütésre nem érzékeny, gőz befecskendezéssel könnyen felszerelhető. Külön előnye, hogy a hűtőközeg túlhevítését a kompresszió után már nem növeli tovább a betétmotorból származó hő, így sokkal pontosabb méréseket lehet megvalósítani, hiszen egy bizonytalanságot okozó faktort már a konstrukció megválasztásával sikerül kiküszöbölni.

#### 2.2.4 Lineáris kompresszorok

A lineáris kompresszor nem rendelkezik forgattyús mechanizmussal a hagyományos dugattyús kompresszorral szemben. Ez lehetővé teszi a nagyobb hatékonyságot, hiszen elmarad a fűtengely, a hajtókar, a dugattyú csapszeg és ezek csapágyazása, ami jelentős mértékben csökkenti a súrlódási veszteségeket. További előnye, hogy a dugattyúra nem hat oldalirányú erő, így tribológiai szempontból kevésbé érzékeny, mint a hagyományos dugattyús gépek (Lee, 2000). A kompresszortípus működési elvét a 2.8. ábra mutatja:



2.8. ábra Lineáris kompresszor működési elve (Lee, 2000) nyomán

A lineáris kompresszor jellemzően egy lineáris motorból, a hozzá csatlakozó dugattyúból és a felfüggesztő rugóból áll, üzeme pedig a rezonancia frekvencián történik. Ennek köszönhetően üzeme csöndesebb és rezgés mentesebb hagyományos társainál annak ellenére, hogy benne kiegyensúlyozatlan rezgőmozgást végző alkatrészeket találunk. Az új technológia lehetőséget kínál olajmentes üzem megvalósítására, ami alacsonyabb költségeket és kisebb méreteket- egyúttal kisebb hűtőközeg töltetet is jelent (Kun, 2017).

A szívószelep a dugattyúban került kialakításra, a nyomószelep pedig maga a hengerfedél. Így az áramlás sem törik meg a gépen belül, a szelepek felülete pedig a lehetőségekhez képest nagy, így az áramlási veszteségek csekélyek. Egyes kutatók szerint az elméleti maximális hatásfok 80%-a is elérhető lehet már igen kis teljesítményes esetében is (Lee, 2000). Óriási előnye a nagyméretű nyomószelepnek, hogy alkalmazásával a kompresszor folyadékütésre érzéketlenné válik. (Bár a nagyméretű szívótér miatt ez amúgy sem probléma, az esetlegesen folyadék fázisban érkező hűtőközeg el tud párologni, mielőtt a szívószelephez érne, szemben a gördülődugattyús kompresszorral.) A kompresszor felépítését a 2.9. ábra mutatja.

A villamos hajtás lényegesen egyszerűbb, mint az inverteres fordulatszám szabályozás, a lökethossz az áramerősséggel lesz arányos, a frekvencia pedig állandó. Így egyszerű triac-áramkörrel lökethossz szabályozást lehet megvalósítani, ami bizonyos tartományokon belül energetikailag is igen kedvező.



2.9. ábra Lineáris kompresszor szét ill. összeszerelt állapotban (Encompass, 2016) nyomán

Az Embraco (Brazília) cég legújabb fejlesztése a kenőanyag nélküli lineáris kompresszor, mely típusból egy 500 db-os próba széria 2016-ban került tesztelésre Whirlpool hűtőszekrényekben. Innen öt gép került vissza kompresszor hiba miatt, ami nem kielégítő ugyan, de jól mutatja a fejlesztések irányát és előrehaladottságát (Encompass, 2016).

A meghajtómotor beépítési módjától függően a kompresszoroknál, különösen a hűtésben alkalmazottaknál általában megkülönböztetünk nyitott, félhermetikus és hermetikusan zárt kompresszort. A nyitott kompresszorok esetében a meghajtómotor a kompresszoron kívül van elhelyezve, és léghűtéses, a kompresszornak pedig a hűtőközeg szivárgásának megakadályozására rendelkeznie kell egy tengely-tömszelencével. A hermetikusan zárt és a félhermetikus kompresszoroknál a motor és a kompresszor egy zárt burkolaton belül található, a motor tekerceselésének hűtését pedig a kompresszorba belépő hűtőközeg áramlása végzi.

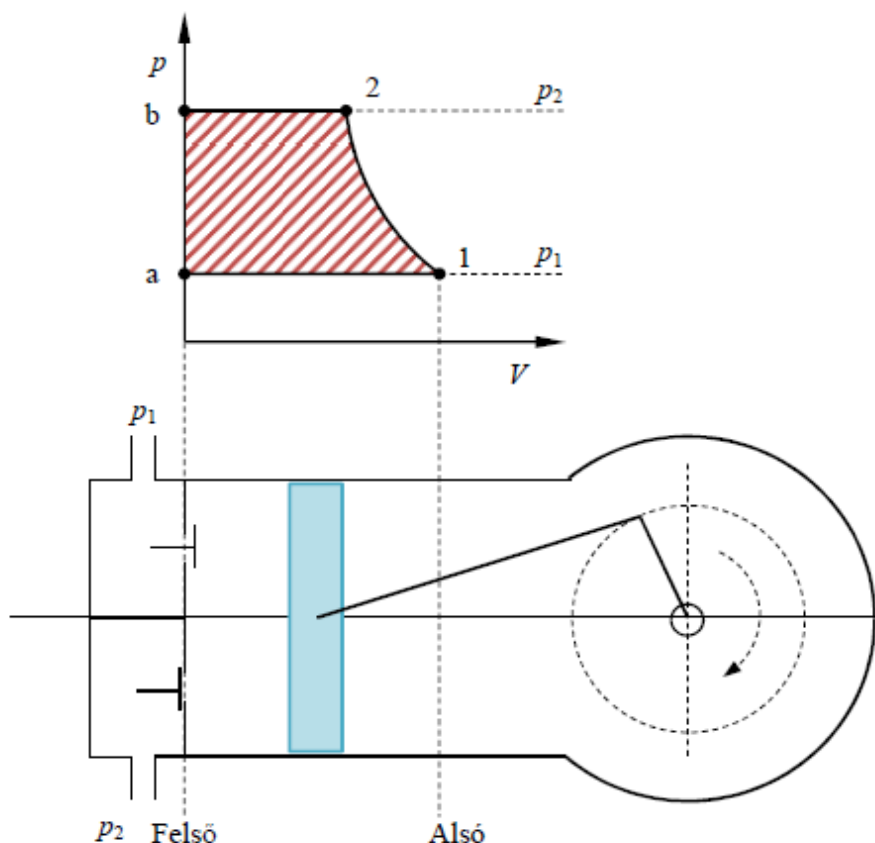
Az általam választott típus a két hőforrású hőszivattyú berendezés esetében a félhermetikus dugattyús kompresszor, a leolvasztási ciklusok vizsgálatára szolgáló berendezésben pedig hermetikus kivitelű gördülődugattyús kompresszor üzemel.

### 2.2.5 A kompresszorban lejátszódó folyamatok

A kompresszió folyamata  $p$ - $V$  koordináta rendszerben mutatható be, a konstans  $p_1$  és  $p_2$  nyomások között végbemenő folyamatként. A 2.10. ábra egy ideális folyamatot mutat. Nem veszi figyelembe a holt térfogatot (káros teret) és annak hatásait, sem a szelep inerciáját illetve valós nyitási sebességét.

Az alternáló dugattyús kompresszorok a dugattyú a hengerben a felső holtpontról az alsó holtpontra történő mozgását használják a gáz  $p_1$  konstans nyomású területéről történő beszívásra (az a-1 átmenet), amelyet azután összesűrítnek a lapát alsó holtpontról felső holtpontra történő elmozdulásával (az 1-2 átmenet), és kitolják a konstans  $p_2$  nyomású területre. Ez a folyamat a következő dugattyúmozgásnál megismétlődik, ezt nevezzük elméleti kompresszorciklusnak. A szó nem termodinamikai ciklusra utal, hanem a működés ciklikusságára. Az alternáló dugattyús kompresszorok példájával bemutatott vizsgálat hasonlóképpen vonatkozik a csavar-, szárnyas- és turbókompresszorokra is, az egyetlen különbség az, hogy ezeknél a típusoknál a beszívás a kitolás és az összesűrítés (kompresszió) egyszerre történik, az alternáló dugattyús kompresszoroknál pedig elkülönült időintervallumokban.

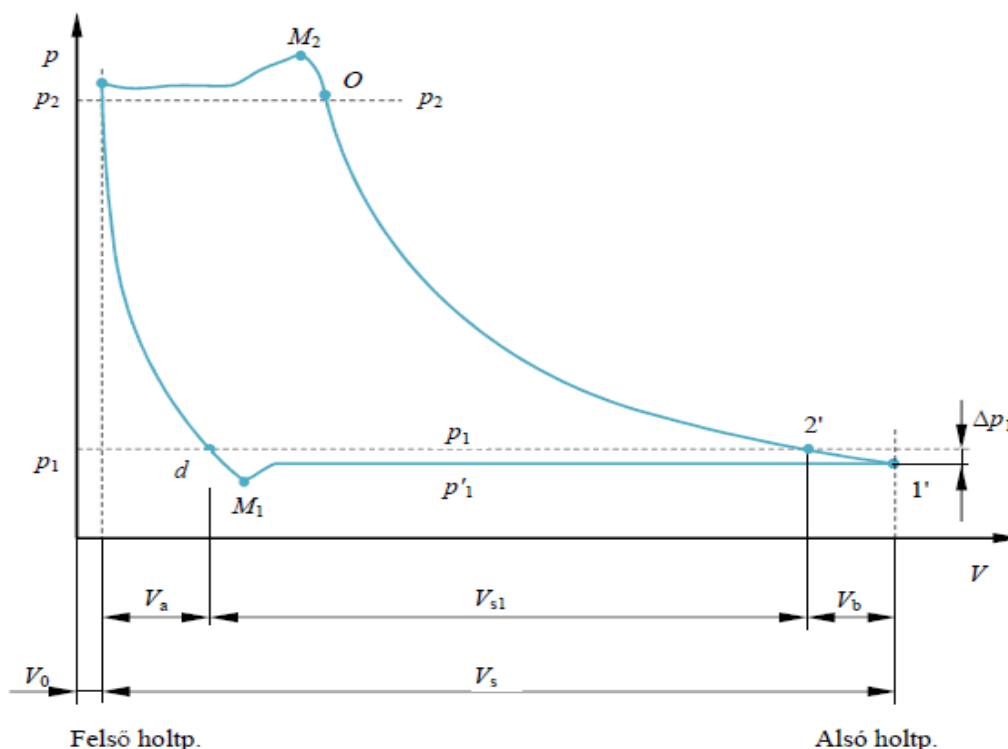




2.10. ábra Egyfokozatú alternáló dugattyús kompresszorhenger és a kompresszió folyamata  $p$ - $V$  síkon (Pavkovic, 2012)

A politropikus (hőcserével járó) állapotváltozás során a gáz és a hengerfal között végbemenő hőcserével sem kalkulál. A 2.11. ábra egy valós kompresszor indikátor diagramját mutatja. A beszívó és nagynyomású szelep automatizáltak, nyomáskülönbségre nyitnak. A beszívó szelep  $d$ -nél nyit, vagyis egy kicsivel a  $p_1$  nyomás alatt. Mivel nincs teljesen nyitva, a nyomás tovább csökken, az  $M_1$  felé. Az  $M_1$  nyomáson a szelep teljesen nyitva van. A beszívó szelep  $l$ -en zár. A kompresszió (sűrítés)  $l$ -nél kezdődik meg. Ha a dugattyú bejárta a  $V_b$  térfogatnak megfelelő utat ( $2'$  állapot), akkor  $p_1$  nyomás jön létre a hengerben. A nagynyomású szelep  $O$ -nál kezd el nyitni, és  $M_2$ -nél van teljesen nyitva. Amikor a dugattyú eléri a felső holtpontot,  $V_0$  gáz marad a hengerben, és bezár a nagynyomású szelep. Amikor a nagynyomású szelep zárva van, a dugattyú felső holtpontról  $d$ -be történő mozgásával nem történik beszívás, mert ekkor tágul ki a holt térben lévő gáz. A dugattyú által megtett  $s$  útvonalon nem történik végig beszívás, csak az  $s$ - $a$  útvonalon. A beszívás és tolás nyomásai nem állandóak, mert a lapát változó sebessége miatt eltérőek az áramlási sebességek, és a nyomást befolyásolja a dugattyú helyzete (Pavkovic, 2012).

Megfigyelhető, hogy az  $M_1$  és  $M_2$  részlet környezetében végbemenő folyamatok nehezen mérhetőek, és nagymértékben hozzájárulnak a körfolyamat ideálistól való eltéréséhez, ahogy a 2.2. ábra mutatja.



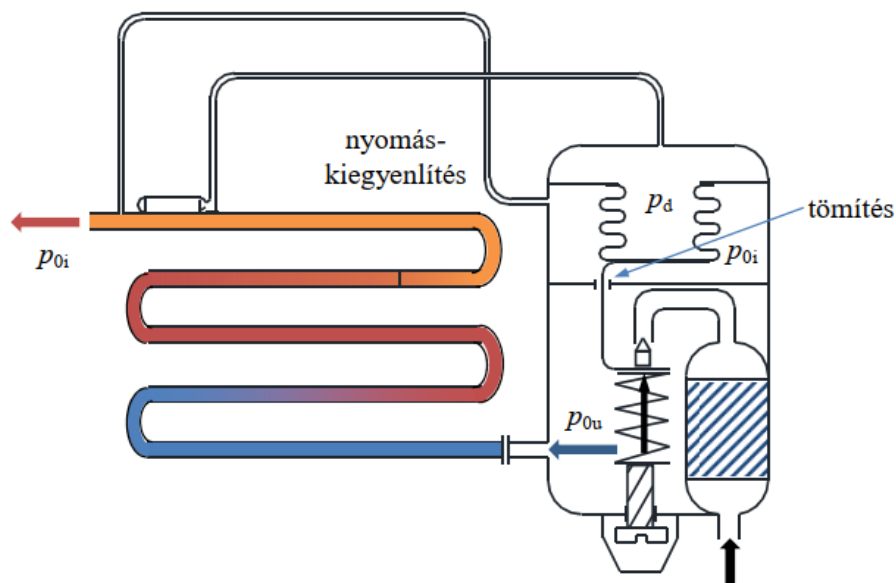
2.11. ábra Valós egyfokozatú kompressziós folyamat indikátordiagramja (Pavkovic, 2012)

### 2.2.6 Expanziós szelep

Az expanziós szelep az a fojtó szerv, ami elválasztja a magas nyomású folyadékot az alacsony nyomású gőztől. Beállítása közvetlen befolyással van az elpárologtató terhelésére, hiszen ez az egység adagolja a hűtőközeget. Az alábbiakban röviden áttekintem az alkalmazható típusokat.

A túszelep egyszerű fojtószer, mely állítógombot, tűt és nyílást tartalmaz. A hűtőközeg áramlását a gomb segítségével lehet szabályozni. Csak állandó terhelésű elpárologtatóhoz alkalmas, változó terhelésre nem. Az R134a hűtőközeg tranziens hűtési teljesítményre gyakorolt hatását egyszerű hűtőkörök esetében vizsgálták, három különböző fojtószer alkalmazása mellett, úgymint: túszelep, termosztatikus expanziós szelep és kapilláris cső. A változások hatása a hűtőkörnél mind a belső, mind a külső teljesítményparaméterek tekintetében megfigyelhető volt (Thongtip és Sutthivirode, 2020), tehát az eltérő fojtószer alkalmazása jelentős hatást képes gyakorolni a hűtőköri jellemzőkre.

Az automatikus- vagy állandó nyomású expanziós szelep olyan alkatrészeket tartalmaz, mint az állítócsavar, a rugó, a membrán és az üléssel ellátott tű. A hűtőközeg nyomása miatt a membrán egy tűvel együtt fel-le mozog. A tű mozgását a hűtőközeg útjának nyitására és zárására használják. Az ilyen típusú szelepek a párologtató belsejében csak meghatározott nyomást tartottak fenn a csavar beállításával. Három különböző fojtószeret vizsgáltak: állandó nyomású expanziós szelepet, termosztatikus expanziós szelepet és kapilláris csövet egy hermetikusan zárt kompresszorral működő körfolyamatban. A vizsgálat középpontjában az R134a hűtőközeggel elérhető teljesítmény tényező, a hűtőteljesítmény és a kompresszor teljesítménye állt. A kísérlet kimutatta, hogy a termosztatikus expanziós szeleppel a készülék hűtőteljesítménye 13%-kal nagyobb, mint automatikus expanziós szelep alkalmazása esetén, és 20%-kal nagyobb, mint kapilláris cső alkalmazásával (Verma et. al. 2019, Raju et. al. 2019).



2.12. ábra Külső nyomás kiegyenlítésű termostatikus expanziós szelep (Pavkovic, 2012)

A kapilláris cső egy egyszerű vékony és hosszú rézcsőből készített fojtószer. Hossza és belső átmérője 2-6 m, illetve 0,5-2 mm a hűtőteljesítménytől függően. A nyomásesés a cső hosszától és átmérőjétől függ (Izzudin és Mainil, 2017). Alacsony költsége miatt a háztartási hűtő- és klímarendszerben használták (Zhou et. al. 2010). Sajnos e módszer nem vagy csak igen korlátozottan alkalmazható hőszivattyúk esetében, így működését nem ismertetem részletesen.

A termostatikus expanziós szelep kiváló minőségű fojtóberendezés, amely rendszerint sárgaréz testből, membránból, kapilláriscsőből, túszelepből, a túlhevítés beállítására szolgáló rugóból és egy érzékelőből áll. Felépítését a 2.12. ábra mutatja:

Ha a hűtési terhelés nagyobb az elpárologtatóban, a hűtőközeg gyorsabban elpárolog, és az érzékelő érzékeli a hőmérséklet növekedését (Izzudin és Mainil, 2017). Az érzékelőhöz csatlakozó kapilláris cső ugyanazzal a hűtőközeggel van feltöltve, mint ami a hűtőkörben áramlik. Az érzékelőben keletkező gáznyomás a membránon keresztül felfelé és lefelé mozgatja a túszelepet. Kezdetben a szelep nyitott helyzetben marad a rugóerőnek köszönhetően. Később, minél nagyobb mennyiségű hűtőközeg jut az elpárologtatóba, a membrán annál inkább lefelé mozdul és zárja a szelepet. Elemezték a túlhevítés mértékének szabályozását a termostatikus expanziós szelep segítségével és az aktuális hűtőközeg áramlását az elpárologtató terhelése mellett. A vizsgálat kimutatta, hogy az R22 hűtőközeg 21,4%-kal nagyobb teljesítményt mutat a termostatikus expanziós szeleppel szerelt hűtőkörben, mint kapilláris cső alkalmazása esetén (Sunu et. al. 2018). A termostatikus expanziós szelepekkel stabilan beállítható a túlhevítés az elpárologtató terhelésétől függetlenül.

Az elektronikus expanziós szelep alig kifinomultabb és pontosabb, mint a többi, többnyire nem gyúlékony, nem mérgező hűtőközeghez használt expanziós szelep. Az elektronikus expanziós szelep minden más típusú fojtószerket képes helyettesíteni, és tartalmazza a léptetőmotort, az érzékelőt, a szabályozót, az aktuátort, a szelepet és a mikroprocesszoros elektronikus szabályzót (Zhifang et. al. 2008). A gyakorlatban két különböző típusú EEV szelep létezik, mint például az arányos és az impulzus szélesség változtatásán alapuló (Xia és Shiming, 2016). Az arányos típusnál a hűtőközeg áramlását a nyílás beállításával szabályozták. Impulzus szélesség modulált szelep esetén a nyitást és zárást mágnesszelep végzi a mikroprocesszoros vezérlő jelei révén. Az elektronikus expanziós szelep gyorsabb válaszokat adott, mint a termostatikus. Javítja a hatékonyságot és akár 30%-kal csökkenti a rendszer energiafogyasztását. Változtatható

sebességű kompresszorral végzett kísérletek során kimutatták, hogy az elektronikus expanziós szelep alkalmazása 75,84 kWh/hónap energiafogyasztás csökkenést eredményezett a kapilláris cső vagy a termosztatikus expanziós szelephez képest (Lago et. al. 2020).

Összegezve megállapíthatjuk, hogy az elektronikus expanziós szelepek alapvető fontosságúak gazdaságos hőszivattyúk építéséhez, segítségükkel maximálisan és minden körülmények között optimálisan kihasználható az elpárologtató. Ehhez természetesen az említett elektronikus szabályzóra is szükség van, hiszen a gyorsaságos és a pontosságot ez adja.

Munkám során több elpárologtató párhuzamos üzemét vizsgálom, ezért az adagolás könnyű beállíthatóságának fontos szerep jut. Ennek megfelelően a termosztatikus adagolószelep alkalmazása mellett döntöttem, mert ennél a típusnál egyszerre teljesül a könnyű beállíthatóság és a beállított érték stabilan tartása. A stabilitás esetében néha a gazdaságos üzem rovására is mehet a mérési pontatlanságok kiküszöbölése céljából.

### 2.3 Hűtőközegek környezeti hatásai, fejlődési trendjei

Munkám során többféle hűtőközeggel dolgoztam, köztük igen jelentős eltérések mutatkoznak környezeti szempontból. Ezért fontosnak tartom foglalkozni a hűtőközegek fizikai tulajdonságaival és a környezetre gyakorolt hatásukkal egyaránt.

A hűtőközeg a hűtőkör elmaradhatatlan eleme. A körfolyamatban résztvevő anyagok összességét munkaközegnek hívjuk. A hűtőközeg a munkaközeg legfontosabb komponense, de ha több összetevő nincs, akkor a munkaközeg a hűtőközeggel azonos. Ebben a fejezetben rövid áttekintést adok a járatos hűtőközegekről, a rájuk vonatkozó előírásokról, kiemelve a vizsgált területtel, a hőszivattyúkkal kapcsolatos sajátosságokat. A hűtőközegek –különösen a CFC<sup>1</sup> és HFC<sup>2</sup> típusúak - önmagukban környezetkárosító anyagok. Környezetre gyakorolt hatásuk két szempont szerint ítéltető meg: Egyrészt, hogy mennyi jut belőlük a légkörbe, másrészt ha már kijutottak, milyen károkat okoznak.

#### 2.3.1 Hűtőközegek mennyiségi és minőségi hatása

A hűtőközegek természetesen zárt rendszerben keringenek, üzemszerűen nem jutnak a légkörbe. Azonban a berendezések élete során több olyan esemény is bekövetkezhet, amikor a hűtőközeg (része vagy egésze) a légkörbe kerülhet, például szervizeléskor a csatlakozók felhelyezésekor, meghibásodás esetén szivárgási helyeken, balesetknél, katasztrófális tönkremeneteknél vagy éppen a berendezés szakszerűtlen leszerelésekor

Fenti események jellemzésére az általános szivárgási rátát használják, értéke berendezés-típusonként változik, esetünkben 4%, ami azt jelenti, hogy a berendezés töltetének átlagosan évi 4%-a szökik a légkörbe, annak ellenére, hogy a gyártás, üzemeltetés és szervizelés gyakorlatilag zárt technológiával történik. Az életciklusa végéhez ért kisméretű berendezésekből az eredeti hűtőközeg mennyiség átlagosan 70%-a nyerhető vissza (AIRAH, 2012). Ezért egy adott berendezés vizsgálatakor mindig figyelembe kell venni az alkalmazott hűtőközeg típusát és mennyiségét is, ha az „üzemszerű”, hűtőközeg rovására írható környezetkárosítás mértékét vizsgáljuk.

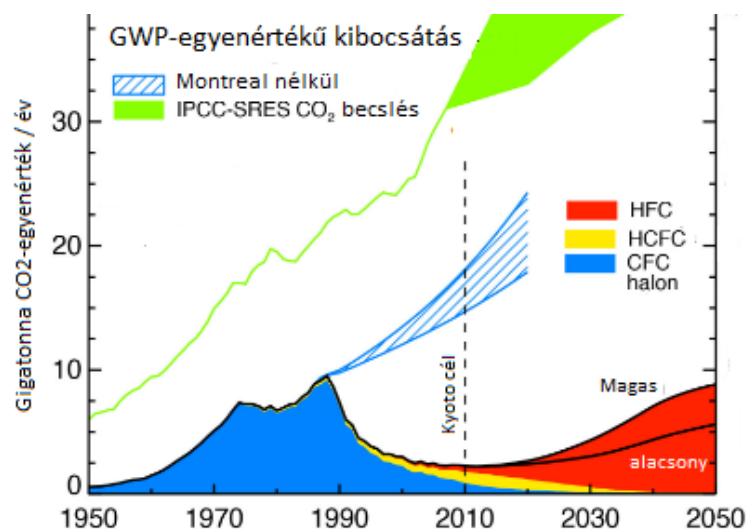
Hűtőközegekkel kapcsolatban leggyakrabban két rövidítés merül fel, ezek az ODP<sup>3</sup> és GWP. Az ODP csak régi, ma már szerviz célra sem forgalmazható hűtőközegek jellemzője volt, a ma járatos közegek mindegyikének 0 az ózombontó képessége. Az egyes közegek üvegházhatást

<sup>1</sup> CFC: Chloro-Fluoro-Carbon: Klórozott és fluorozott szénhidrogén

<sup>2</sup> HFC: Hidro-Fluoro-Carbon, Fluorozott szénhidrogén

<sup>3</sup> ODP: Ozone Depletion Potential: Ózombontó képesség

növelő képességének megítélésére a GWP mérőszámot vezették be. Egységének napjainkban 1 kg CO<sub>2</sub> légkör-felmelegítő hatását tekintik.



2.13. ábra Hűtőközegek CO<sub>2</sub>-egyenértéke (World Meteorological Organization, 2011) nyomán

A 2.13. ábra együtt mutatja a fejlett- és fejlődő országok kibocsátását. Látható, hogy 2030 után a HFC-k erőteljes növekedése figyelhető meg. Ez még egyszer aláhúzza a természetes hűtőközegek elterjesztésének indokoltságát.

Sajnos egyes halogénezett hűtőközegeink GWP-je igen nagy, esetenként több ezerszerese is 1000...4000-szerese is lehet a CO<sub>2</sub>-nek. Mivel a hűtőközegek „élettartama” a légkörben különböző, GWP<sup>4</sup>-jüket is különböző időtartamra –leggyakrabban 100 évre– számítják (Jakab, 2006). Természetes hűtőközegeink GWP-értéke igen alacsony, 10 alatti, és élettartamuk a légkörben egy évnél rövidebb, tehát igen előnyösek a hagyományos hűtőközegekkel szemben.

A közvetlen emisszió és a közvetett környezetterhelés együttes hatását a két hatás összegzésével veszik figyelembe. Ezt az egyesített hatást az ún. TEWI<sup>5</sup> értékkel jellemzik, a CO<sub>2</sub> GWP-jét tekintve egységnyinek. Nagyságában jelentős szerepet játszik a hőszivattyú teljesítmény tényezője, éves üzemideje és az elfogyasztott villamos energia környezetterhelése is. Ezért mindig csak egy adott hűtőberendezésre vonatkoztatható, vagyis értékét minden esetben külön-külön kell meghatározni, nem rendelhető egyértelműen az adott hűtőközeghez, bár igen jellemző rá. Általánosságban elmondható, hogy az indirekt környezetterhelés egy nagyságrenddel nagyobb, mint a direkt, tehát különös figyelmet kell fordítani a hőszivattyú éves teljesítmény tényezőjére (AIRAH, 2012).

## 2.4 A hőszivattyúban alkalmazott hőcserélők

A hőszivattyúban mint berendezésben és a hozzá kapcsolódó hőnyerő rendszerben, mint például a talajkollektor, több hőcserélő konstrukciót is elterjedten alkalmaznak. Ezek közül itt kettőt ismertettek részletesen.

### 2.4.1 Hűtőközeg-levegő hőcserélő

Az általam vizsgált konstrukcióban elpárologtatóként használható típus, egy lehetséges kivitelét a 2.14. ábra mutatja. A környezeti levegőt egy ventilátor áramoltatja az alumínium lemezzel

<sup>4</sup> GWP: Global Warming Potential: Globális felmelegítő képesség

<sup>5</sup> TEWI: Total Equivalent Warming Impact: Teljes egyenértékű felmelegítő képesség

sűrűn bordázott vörösréz csövek között, melyekben az expanziós szelep után lecsökkent nyomású folyékony hűtőközeg áramlik és párolog, majd minimális mértékben túlhevül. Az egyik oldalon levegő áramlik, a másik oldalon buborékos forrás történik, a hőcserélő anyaga pedig jó hővezető, tehát a hőcserélő hőátbocsátási tényezője a levegő oldali hőátadástól fog függeni leginkább (Beke, 2000).



2.14. ábra Levegős hőcserélő (ajitvadakayl.blogspot.com)

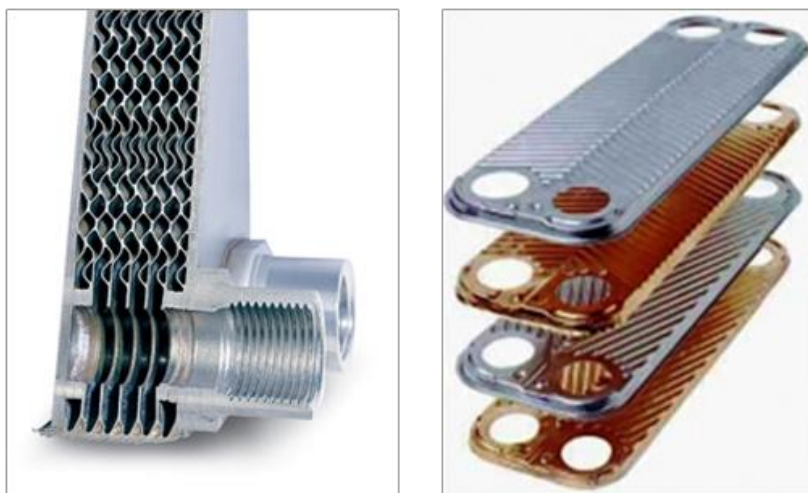
A hasznosítható teljesítmény a nedvesített és az összfelület arányától, valamint a (a létrehozott nyomástól függő) párolgási hőmérséklet és a környezeti hőmérséklet különbségétől fog függeni adott méret esetén. A hőmérséklet különbség ennél a típusnál a gyakorlatban 10...15K is lehet (Jakab, 2006), ami igen magas érték, csökkentése kutatásom szempontjából fontos célkitűzés.

Az elpárolgási nyomást és a túlhevítést lényegében a fojtószev működtetésével lehet befolyásolni. Az általam vizsgált modellben több elpárologtató párhuzamosan üzemel, így a teljesítmény arányokat a beadagolt hűtőközeg mennyiségével tudom változtatni, és a kialakult elpárolgási nyomás és túlhevítés segítségével tudom mérni. Ez mindhárom hőcserélő típusra érvényes, általános megállapítás.

#### 2.4.2 Hűtőközeg-víz hőcserélő

Az általam vizsgált konstrukcióban elpárologtatóként és kondenzátorként is alkalmazható, rendszerint száraz kivitelű lemezes hőcserélő. Jellemző kiépítési formáját mutatja a 2.15. ábra. Száraz kivitel alatt értem, hogy benne nem állomásozik nagymennyiségű hűtőközeg, mint régebbi típusoknál (Jakab, 2006). A lemezek egyik oldalán itt is halmazállapot változás (buborékos forrás ill. film kondenzáció) megy végbe, a másik oldalon pedig kényszerített áramlással közlekedő folyadék (víz vagy glikolos víz) kap helyet.

A lemez itt is jó hővezető, tehát a hőátbocsátási tényezőt leginkább a vízoldali hőátadás fogja befolyásolni (Beke, 2000). Üzeme annyiban különbözik a hűtőközeg-levegő típustól, hogy a víz oldal hőmérséklete sokkal szűkebb tartományban változik, és a hőcserélő két oldala (hűtőközeg és víz) között kialakuló hőmérséklet különbség is csekélyebb, általában 5K körüli (Jakab, 2006).



2.15. ábra Vizes hőcserélő (Desco Global Inc, india)

A víz oldal kondenzátor esetén a hőleadóval, elpárolgató esetén a hőforrással van kapcsolatban, mely lehet kutakból nyert talajvíz, szondákból vagy talajkollektorból nyert hőhordozó, vagy akár technológiai közeg. A lényeg, hogy a hűtőközeg indirekt módon, tehát kettős hőcserével kerül kapcsolatba az eredeti hőforrással, így még távolabb kerül a hőforrás és a hűtőközeg hőmérséklete, ami rontja a teljesítmény tényezőt.

## 2.5 Hőszivattyú típusok

A körfolyamat részegységeinek ismertetése mellett szükségesnek tartom a hagyományos, jelenleg is alkalmazott hőszivattyú típusok rövid ismertetését, hiszen ezek szolgálnak kiindulási alapként az általam vizsgált több hőforrású hőszivattyúhoz.

### 2.5.1 Víz-víz hőszivattyúk

A víz-víz hőszivattyúk jellemzője, hogy elpárolgási hőmérsékletük ritkán kerül  $0^{\circ}\text{C}$  alá, hiszen ebben az esetben a forrásul szolgáló víz is megfagyana. Természetesen léteznek ilyen műszaki megoldások, például a Németországban elterjedt „jég-tároló” alkalmazása esetén (Viessmann, 2011), azonban talajkollektoros, vagy talajszondás rendszerek esetében nem jellemző az alacsony elpárolgási hőmérséklet (Jungfang et. al. 2018).

Természetes hőforrás lehet talaj- termál- vagy felszíni víz, az energia gyűjtő berendezés kivitele lehet földhő szonda, talajkollektor vagy talajvíz kút (Komlós et. al. 2009). A hőszivattyú üzeméhez segédberendezésekre van szükség, ami többnyire a forrás és termelés oldali közegek szállítását jelenti szivattyúkkal.

A hőszivattyú berendezés alkalmas lehet technológiai hulladékhő hasznosítására. Ilyenkor a gyártók általában korlátozzák az elpárolgató maximális hőmérsékletét. Tehát dacára annak, hogy a magasabb párolgási hőmérséklet magasabb nyomással és alacsonyabb fajtérfogattal járna, így javítaná a körfolyamat hatásosságát és növelné a fajlagos teljesítményt, a gyártók egy vízoldali keverő kapcsolással szokták alacsonyabb értéken tartani a párolgási hőmérsékletet. Ennek a megoldásnak belső, konstrukciós oka lehet (Amoabeng et al., 2018).

A fűtési idényen kívüli használati meleg víz termelés kritikus a víz hőforrású hőszivattyúk esetén, hiszen ezek a levegőnél akkor már mindenképp alacsonyabb hőmérsékletű hőforrásból dolgoznak a nyári időszakban, ami rontja az éves teljesítmény tényezőt. Ezt a hátrányt szeretném kiküszöbölni az általam javasolt több hőforrású hőszivattyúval, hiszen nyáron nyilvánvalóan jobb a levegőből nyerni a hőt, mint a télen kihűtött talajból. Léteznek olyan használati melegvíz

tartályok, melyeket közvetlenül a hűtőközeg vezetékek (kondenzátor oldal) fűtenek, ezek lehetnek fűtési hőleadók, de legtöbbször használati melegvíz termelő tartályok. Ilyen konstrukciójú tartály vizsgálatát mutatja be (Zou, 2017), mely berendezésekhez alkalmaznak közvetlen elpárolgatótalajkollektoros hőgyűjtő rendszert is, azonban más típusokat is kiterjedten vizsgáltak már.

Talajhőt hasznosító rendszerek esetében figyelembe kell venni, hogy az adott talaj kubatúra ciklikus hűtése miatt annak hőmérséklete az évek során a kiindulási szinthez képest csökkenhet. Ennek a problémának a kezelésére számos megoldás létezik. Megfelelő kialakítás esetén a berendezés alkalmas lehet aktív hűtésre, ekkor az addigi fűtött térből történik a hőelvonás, és a hőforrás lesz a nyelő. Így a hőforrás regenerálása így gyorsabb, és a hagyományos hűtéshez képest alacsonyabb kondenzációs hőmérsékleten és nyomáson járhat a berendezés, teljesítmény tényezője tehát javulni fog (Han, 2017).

### 2.5.2 *Levegő-víz hőszivattyúk*

Eltérés a víz-víz hőszivattyúhoz képest a hőforrásnál adódik, hiszen nincs szükség semmilyen kiépítésre, a környezeti levegő rendelkezésre áll. Elmarad a többletfogyasztást jelentő keringető szivattyú, átadva helyét a csekélyebb fogyasztású ventilátornak. Nyáron a használati melegvíz készítéshez szükséges energiát a viszonylag magas hőmérsékletű levegőből tudja fölvenni, jelentősen javítva ezzel a szezonális teljesítménytényezőt. E tulajdonságát használnám ki előnyösen, kombinálva a víz-víz hőszivattyúk télen kedvezőbb elpárolgási hőmérsékletével. Felvetésem szerint a két megoldás kombinálásával magasabb éves teljesítménytényező érhető el úgy, hogy a kiépített hőcserélők mérete kisebb lesz, mint külön víz- és levegő hőforrás esetén.

A levegő hőforrású hőszivattyúk elpárolgatója lamellázott rézcsövekből álló levegő-hűtőközeg hőcserélő, melynek működését és modellezési lehetőségeit korábban már vizsgálták (Ameen et. al. 1993). A hűtőközeg a csövekben elpárolg, a hó a lamellákon keresztül a levegőből a csövek belseje felé áramlik. Ebből következően a csövek belsejében üzemszerűen mindig a beáramló levegőnél alacsonyabb a hőmérséklet uralkodik. A levegőben levő vízgőz bizonyos mennyiségben kondenzálódni fog a lamellákon. Amennyiben a lamellák hőmérséklete valamely okból eléri a fagyponthoz, úgy a rajta dér keletkezhet, illetőleg a korábban kondenzálódott víz megfagyhat. Dér képződés esetén a folyékony halmazállapot kimaradásával történik a fagyott réteg kialakulása, azonban hőszivattyúk esetén előfordulhat, hogy először víz kondenzálódik a lamellákon, majd ez változatos szerkezetű jéggé fagy. A jelenséget a továbbiakban együttesen dérképződésként említem. Alacsony külső hőmérséklet esetén a dérképződés csökken, hiszen a levegő hőmérsékletének csökkenésével annak abszolút nedvességtartalma is jelentősen lecsökken. A jelenség előnye, hogy izoterm hőelvonást tesz lehetővé a légkörből, melynek mértéke jelentős lehet, hátránya ugyanakkor, hogy dérképződés esetén a lamellák közötti keresztmetszet lecsökken, ezáltal csökken a légáramlás. Ráadásul a dérréteg szigetelőként viselkedik, ezzel növeli a hőmérséklet különbséget a hőcserélő két oldalán, vagyis csökkenti az elpárolgási hőmérsékletet, ezen keresztül az elpárolgási nyomást, végső soron pedig a teljesítmény tényezőt. Szélsőséges esetben teljesen ellehetetleníti a berendezés üzemét, tehát a jelenség ellen védekezni kell.

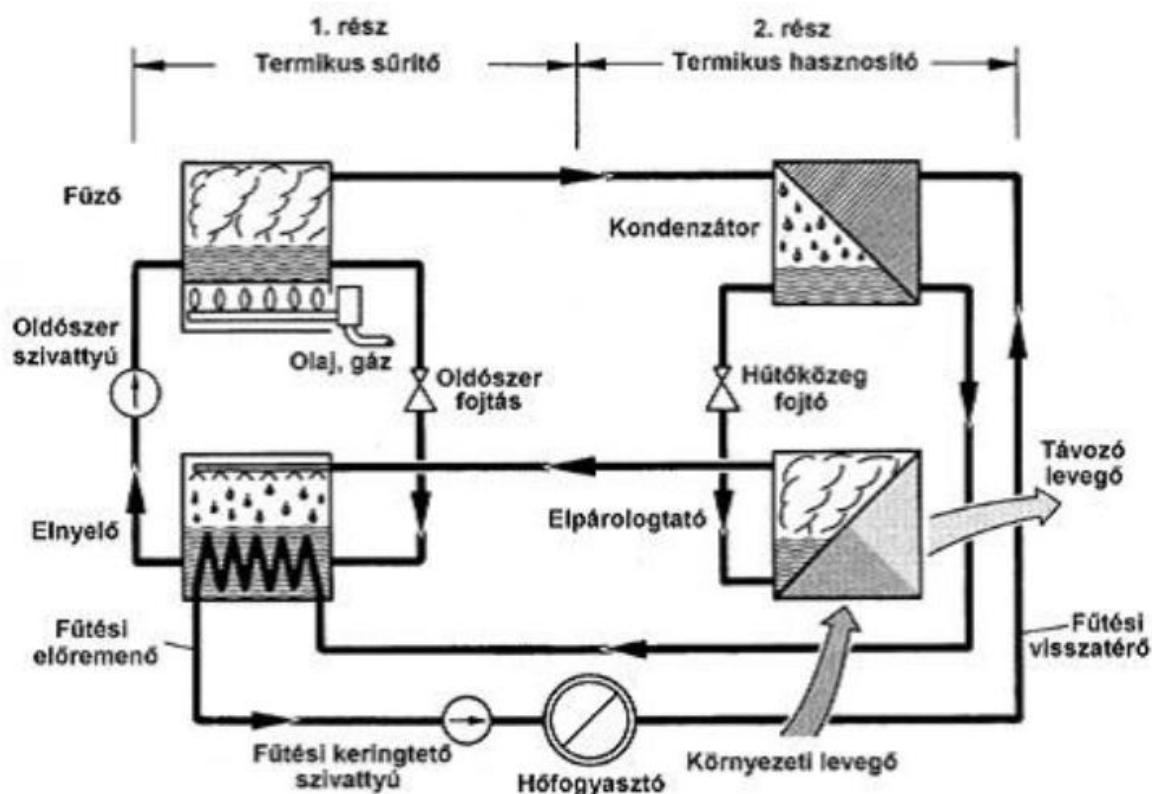
A levegő hőforrású hőcserélők jegesedési problémáját kiterjedten vizsgálták (Aihara et. al. 1997, Bansal et. al. 2010, Cheng és Shiu 2003, Krakow és Lin, 1996). A vizsgálatok két irányra bonthatók: Egyrészt a deresedés elkerülését, másrészt a dérréteg eltávolításának lehetőségeit kutatták. Disszertációm szempontjából a dérréteg eltávolításának hatásai kerülnek előtérbe, hiszen ez a folyamat teljesítmény kieséssel és többlet energiafogyasztással jár. Ezért a dérréteg eltávolításának különböző módszereit is vizsgálom szakirodalmi forrásokra támaszkodva.



Hőszivattyúk tekintetében szinte kizárólagosan az úgynevezett „meleggázos” leolvasztási eljárás terjedt el. Ez a módszer magas hőmérsékletű hűtőközeg gőzt juttat a kompresszorból az elpárologtatóba a leolvasztás felgyorsítása érdekében. Bonyolult és viszonylag költséges a kialakítása, de a leolvasztás hatékonysága jobb, mint pl. a villamos fűtőszállal történő leolvasztás esetében, mivel a forró gáz az egész csőhálózaton végig áramlik, így a hőcserélő teljes felületét föl tudja melegíteni. Ebben az elrendezésben a meleg hűtőközeg gőz áramlásának iránya ellentétes a normál működéssel, ezért gyakorta fordított ciklusú forró gázos leolvasztásnak is nevezik, elsősorban a nemzetközi szakirodalomban. Tekintve, hogy ez az eljárás a leginkább elterjedt, és munkám során magam is ezt vizsgálom, a továbbiakban ennek a típusnak a specialitásait tekintem át.

### 2.5.3 Abszorpciós hőszivattyú

Az abszorpciós (termo-kompressziós) hűtőgépek elsőpéldányát a 19. század közepén alkották meg, de ipari hűtésben nem terjedt el. Elsősorban a háztartási és klímatechnikai hűtésben használják csendes járása miatt. Az abszorpciós hűtőgépek működtetésére általában nem villamos, hanem hőenergiát alkalmaznak. Napjainkban ezért ismét terjed alkalmazásuk, ott, ahol alternatív energiaforrások (pl. napenergia, geotermikus energia) vagy ún. hulladék-hőenergia (pl. erőművi hűtővíz) áll rendelkezésre. Az abszorpciós hűtőgépek COP értéke (0,7...1) lényegesen alacsonyabb, mint a kompresszoros hűtőgépeké (4...5). Ezért az alacsonyabb üzemeltetési költségük elsősorban az energia alacsonyabb árából származhat. Emiatt, elsősorban hulladék-hőenergia alkalmazása esetén javasolható. Az abszorpciós hűtőgépek ún. „közegpárokat” ( $\text{NH}_3$ -víz, víz-LiBr) alkalmaznak. Ebből az első a hűtőközeg, a második a termo-kompresszor oldószere. Ezek az anyagok az emberre és a környezetre nem veszélyesek. A gépek járása csendes, működési elvüket a 2.16. ábra mutatja.

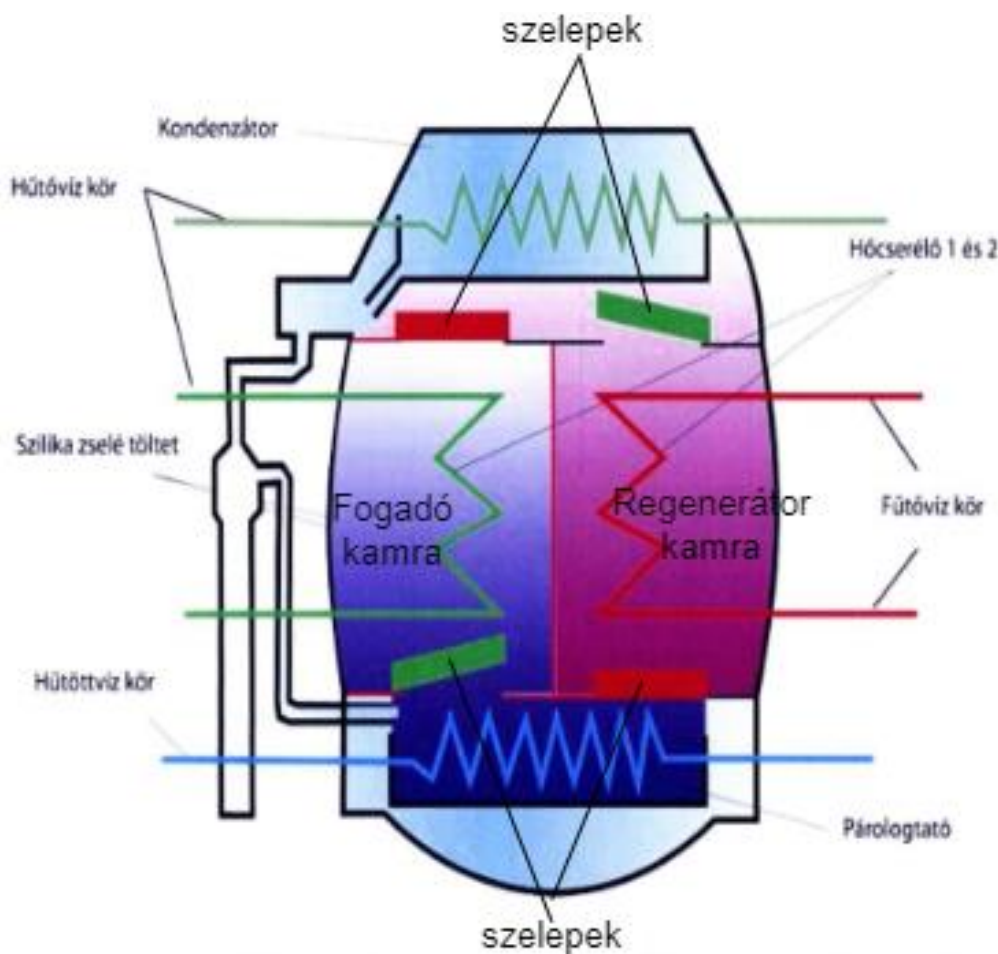


2.16. ábra Az abszorpciós hűtőkör működési elve (Juhász, 2009)

Az abszorpciós gépeknél is megtalálhatók: az elpárologtató, a kondenzátor és az expanziós szelep. A mechanikus kompresszort viszont egy abszorber+kiűző=termo-kompresszor helyettesíti. Az elpárologtatóból a hűtőközeg az abszorberbe, a rendszer legkisebb nyomású részébe jut, ahol az oldószer elnyeli, abszorbeálja. A hűtőközegben gazdag ún. szegény oldatot szivattyú nyomja a rendszer nagynyomású részébe, a kiűzőbe. A kiűző hőcserélő egységébe betáplált hőenergia (amely lehet: melegvíz, gőz, füstgáz, direkt gázégővel felszerelt berendezés esetén: földgáz vagy egyéb gázok pl. biogáz) hatására a hűtőközeg a szegény oldatból gőz formájában távozik, először a kondenzátorba kerül, majd visszajut az elpárologtatóba. Ugyanakkor a kiűzőben visszamaradt hűtőközegben szegény, oldószerben gazdag oldat az abszorberbe kerül vissza, és a körfolyamat kezdődik előlről (Várszegi, 2009).

#### 2.5.4 Adszorpciós hőszivattyú

Az adszorpciós hűtőgép a 2000-es évek elején Japánban került kifejlesztésre. A kereskedelemben jelenleg már beszerezhető, de ára még magas. Az adszorpciós hűtőgépek is közegpárral működnek, ami általában: víz és szilikagél. Itt tehát a víz a hűtőközeg, a szilikagél a vízgőzök megkötésére használt ún. adszorbens. A víz miatt a berendezés „csak” hűtésre, klimatizálásra használható, bár egyes gyártók kínálatában már használati melegvíz előállításához kapcsolódóan is megjelent. Ezek az anyagok az emberre és a környezetre egyáltalán nem veszélyesek, ezért jelenleg ezt a hűtőgépet tekintik a „legzöldebb” berendezésnek. Működési elvüket mutatja a 2.17. ábra.



2.17. ábra Az adszorpciós hőszivattyú működési elve (Várszegi, 2009)

Az ab-és adszorpciós gépek között az a fő különbség, hogy itt nem elnyelődik, hanem az adszorbens felületén megkötődik a hűtőközeg. Első lépésként a hűtőközeg (víz) a párologtatóban elpárolog, és lehűti a hűtendő teret (alsó kamra). Az elpárolgott vizet a fogadókamra (baloldali középső kamra) adszorbeálja, ugyanakkor a bevezetett hő segítségével az adszorbens (szilikagél) a regeneráló kamrában (jobb oldali középső kamra) regenerálódik (a hűtőközeg elpárolog). A kipárolgott víz a kondenzátorban lecsapódik (felső kamra), majd átáramlik a párologtatóba újra kezdve így a ciklust. A fogadó és a generátor hűtése és fűtése felváltva történik. Mialatt az egyik kamrát fűtjük, a másik kamrát (fogadó) a befolyó hűtővíz lehűti. A ciklusidő 5–7 perc. Miután lejárt egy ciklus, a berendezés pneumatikus szelepek segítségével kapcsol át (Várszegi, 2009).

## 2.6 Több hőforrás alkalmazás lehetőségei, problémái

A hűtőkör egyes elemeinek ismertetése után rátérek a teljes berendezésekkel kapcsolatos kutatási eredmények, szakirodalmi források áttekintésére. Vizsgálataimat két irányban folytattam: Egyrészt a hagyományos, egy hőforrású hőszivattyú típusokkal kapcsolatos kutatási eredményeket tekintettem át, másrészt elemeztem a két hőforrású hőszivattyúk területén eddig történt kutatások eredményeit.

Egy hőforrás alkalmazásával nem érhető el maximális szezonális teljesítmény tényező épületgépészeti alkalmazás esetén, amennyiben a választott hőforrás levegő vagy víz. Ezt bizonyítja számos korábbi kutatási eredmény, melyek rávilágítanak a rendszer hátrányaira (Buker és Saffa, 2016), illetőleg javaslatot tesznek a hibák enyhítésére különféle műszaki megoldásokkal, kapcsolások alkalmazásával (Coberán et.al. 2018).

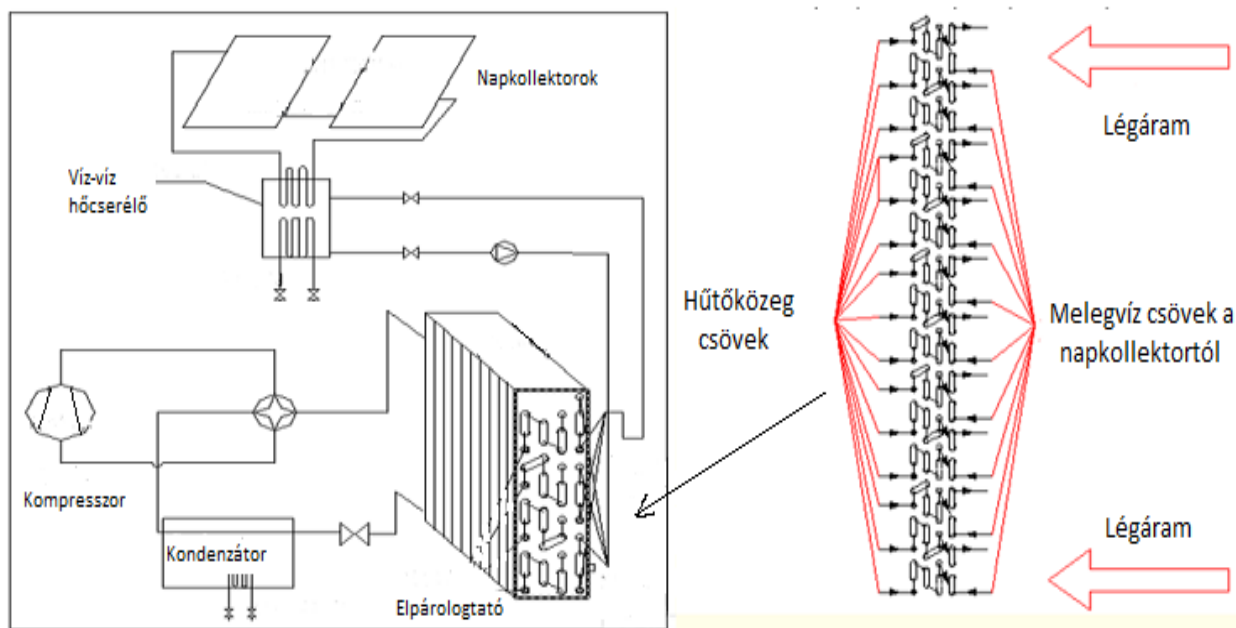
A jelenlegi kutatások többnyire a nap és a talaj, valamint a nap és levegő hőforrások hasznosítására irányulnak. Liang (2011) napenergia hasznosítással kiegészített, de alapvetően levegő hőforrást hasznosító hőszivattyút vizsgált. E két hőforrás alkalmazásával jelentősen tudta növelni a berendezés teljesítményét, megbízhatóságát és teljesítmény tényezőjét. Azonban hátránya a rendszernek, hogy sok esetben épp akkor alacsony a napsugárzásból származó hasznosítható hő, amikor a levegő hőmérséklete is alacsony. Így a két hőforrás nem tudja teljes egészében kompenzálni egymás hiányosságait. Kutatásom során azért fektetek hangsúlyt a talajhő hasznosítására, mert az –kapacitív tulajdonságának köszönhetően- képes lehet gazdaságosan pótolni a hiányzó teljesítményt akkor is, amikor a levegő hőmérséklete alacsony.

Xu és munkatársai (2017) levegő és víz hőforrás hasznosítását mutatja be egyazon berendezés segítségével (2.18. ábra). Munkájuk során a két hőforrást egy speciális hőcserélővel hasznosítják egyszerre, tehát elsődlegesen az ún. kompozit hőcserélő az újdonság.

Bár két kompozit hőcserélő párhuzamos kapcsolásával, és külön-külön levegő/víz hőforrás alkalmazásával az általam tervezetthez hasonló elrendezést is ki tudnak alakítani, hűtőközeg választásuk az R134a-ra esett. Ez lényegesen eltér az általam favorizált természetes hűtőközegekhez képest.

Xu és munkatársai (2017) kutatása során a hangsúlyt a hűtőközeg-levegő hőcserélők leolvasztásának energiatakarékos megvalósítására helyezte, hiszen ötféle leolvasztási módot tanulmányoz részletesen. Esetemben erre kisebb hangsúlyt fektetnék, az általam hasznosítani kívánt talajhő lehetővé teszi, hogy 0°C alatt ne, vagy csak minimális teljesítménnyel üzemeljen a hűtőközeg-levegő hőcserélő.

Jelenleg kevés kutatás foglalkozik talaj- és levegő hőforrás együttes alkalmazásával. Többen hőtárolók alkalmazásával kísérleteznek, amit megfontolandó iránynak tartok, hiszen ezzel a megoldással is elkerülhető a túl alacsony léghőmérséklet esetén bekövetkező teljesítmény tényező csökkenés. Pardo (2010) kutatásában hőtárolóval kombinált talajhőt hasznosító hőszivattyús rendszert mutat be, ám elsősorban hűtésre optimalizálta a berendezést.



2.18. ábra Két hőforrás alkalmazása egy hőcserélővel (Xu et. al. 2017.) nyomán

Han (2017) egy összetett, hat üzemmóddal rendelkező kombinált hőszivattyús rendszer számítógépes szimulációját mutatja be. Részletesen ismerteti a berendezés komponenseit, lehetséges működési módjait, a szimulációhoz használt matematikai összefüggéseket. Az eredmények ismertetése során egy kontinentális területen fekvő kínai város, Harbin a feltételezett telepítési helyszín, ahol télen akár  $-28^{\circ}\text{C}$  is előfordulhat, ugyanakkor nyáron  $+32^{\circ}\text{C}$  a legmagasabb hőmérséklet, tehát hűteni és fűteni is kell a vizsgált épületet. Ilyen körülmények között 10 éves időtávon szimulálják a szezonális teljesítmény tényezőt, a működési módok üzemidejét, a talaj termikus egyensúlyát és a működési költségeket.

Egy feltételezett hagyományos geotermikus hőszivattyús rendszert egészítenek ki egy ún. több-hőforrású hőszivattyúval, mely alkalmas direkt légtermikus energia és geotermikus energia közvetlen vagy kétfokozatú hőszivattyús körfolyamaton keresztül történő hasznosítására. Matematikai modelljükben minden részegységre felállították a leíró egyenleteket, továbbá meghatározták azokat a peremfeltételeket, melyek alapján a szimulációban döntés születik arról, melyik üzemmódban működjön a berendezés. A környezeti paramétereket és az épület igényeit egyórás felbontásban meghatározták egész évre, így a szimuláció 8760 lépésben futott évente, 10 éves időszakban.

Eredményként azt kapták, hogy a tisztán geotermikus hőt hasznosító változatnál a talaj hőmérséklete  $9\text{K}$ -nel alacsonyabb értéken stabilizálódik, és ez  $17\%$ -kal csökkenti a szezonális teljesítmény tényezőt. A továbbfejlesztett rendszerrel eleve magasabb teljesítmény tényező érhető el, a talaj hőmérséklete gyakorlatilag változatlan marad a vizsgált 10 éves időtávon belül, így a várható energia megtakarítás a több hőforrású rendszer alkalmazása esetén  $30\%$  körül alakul.

A felvetés szerint a hőszivattyú nem egyszerre hasznosítja a hőforrásokat, hanem üzemmódonként külön-külön. Így az általam vizsgált rendszer ebből a szempontból előrelépést jelent. Ugyanakkor jól nyomon követhető a talaj- és levegő hőforrások alkalmazásának hatása a szezonális teljesítmény tényezőre és a talaj regenerálódására. Megállapítható, hogy mindkét szempontból kedvezőbb több hőforrás alkalmazása.

Kaygusuz és munkatársai (1991) munkájuk során hőforrás oldali fázisváltó hőtárolóval kombinált napenergia és levegő hő hasznosító hőszivattyút vizsgáltak, megoldásuk azonban két hőforrás kiválasztható üzemére alapoz. Ez szemben áll az általam tervezett párhuzamos üzemmel. Ennek megfelelően munkája eredményeit csak szélsőséges esetekben, pl. 100% levegő és 0% víz hőforrás hasznosítás esetén tudnám hasznosítani. További lényeges különbség, hogy a hőtermelési oldalon hűtőközeg-levegő hőcserélőt alkalmaz kondenzátorként, én viszont hűtőközeg-víz hőcserélővel tervezek.

Buker és munkatársai (2016) rendszere hasonlít leginkább ahhoz, amit kutatási céloomul tűztem: levegő-hűtőközeg és víz-hűtőközeg elpárologtatót alkalmaz párhuzamos üzemben. A vizes hőcserélőn azonban a hulladékhő hasznosításra jellemző hőmérsékletű vizet áramoltat keresztül, és a hűtőközeg választás is eltérő, továbbá a párhuzamosan alkalmazott hőcserélők párhuzamosan alkalmazott kompresszorokhoz kapcsolódnak, tehát valójában párhuzamosan alkalmazott hőszivattyúkról beszélhetünk leginkább.

### 2.6.1 Hűtőközeg-talaj hőcserélő

A talaj, mint hőforrás elsősorban abban különbözik a levegőtől vagy a gyorsan áramló talajvíztől, hogy tároló tulajdonsággal rendelkezik, és e tulajdonságot figyelembe kell venni a víz közvetítő közeggel működő talajkollektoros rendszerek esetén is: A fűtési idény előrehaladtával a talaj hőmérséklete csökken, majd nyáron a nyugalmi időszakban regenerálódik. Ideális esetben teljesen, azonban hibás méretezésnél az évek során általános lehűlés is tapasztalható lehet (Han, 2017) szerint. A lehűlés mértéke függ a kinyert hőmennyiségtől, a talaj fizikai tulajdonságaitól és kismértékben az időjárástól is.

A közvetítőközeges hőnyerő rendszerek mellett kisebb számban ugyan, de előfordulnak direkt elpárologtatású rendszerek is. Itt a környezeti hőt a talajból a hűtőközeg közvetlenül veszi föl, közvetítő közeg nélkül. A hőcserélő anyaga a talajba horizontálisan, kis mélységbe fektetett vékony rézeső. A csővön belül buborékos forrás történik, a cső hővezetési ellenállása elhanyagolható, a meghatározó a talaj és a csőfal közti hőátadás, valamint a talaj hővezető képessége, mely fizikai adottság (Kayaci, 2018).

Disszertációmiban az elterjedtebb közvetítőközeges talajkollektort (2.19. ábra) tekintem hőnyerő rendszernek, azonban ezt mindössze a hozzá kapcsolódó lemezes hőcserélővel, mint elpárologtatóval modellezem. Így a mérőrendszer fizikai modelljében egy hagyományos hűtőközeg-víz hőcserélővel helyettesítem. E hőcserélő fontos paramétere a talajkollektor által előállított víz hőmérséklete, ami a kollektor mező méretezésétől, a talajminőségétől nagymértékben függ.



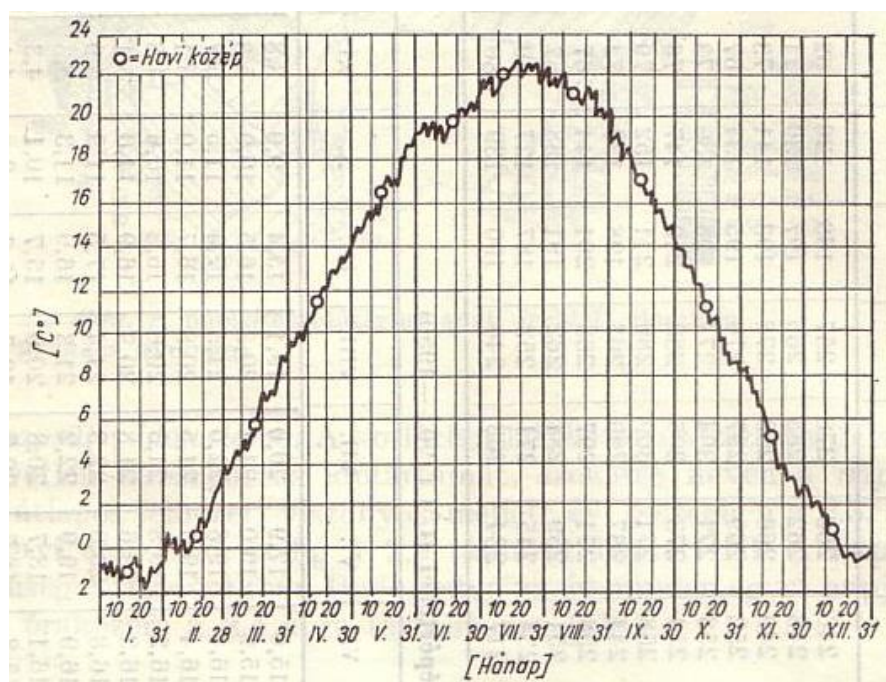
2.19. ábra Talajkollektor kivitelezése (Komlós et. al. 2009)

Tekintve, hogy a fenti információkhoz pontosan csak tartamkísérletek elvégzésével juthatnék, és akkor is csak arra a rendszerre lenne érvényes az eredmény, amin mértem, így a hűtőközeg-talaj ill. hűtőközeg-víz-talaj hőcserélőkben kialakuló elpárolgási hőmérsékletet modellezéssel állapítom meg. Az érték beállítását egy hűtőközeg-víz hőcserélőn teszem meg, ahol a keringő víz hőmérsékletét további segédberendezésekkel tartom a meghatározott értéken, ami esetemben  $10^{\circ}\text{C}$ , bizonyos mérésekhez pedig  $20^{\circ}\text{C}$ , melyet külön jelezni fogok. Hasonló megoldást mutat be (Han, 2017), ahol a talaj modellezését sikerült viszonylag egyszerű matematikai módszerekkel megoldani.

Kutatásom során fontosnak tartom, hogy az általam vizsgált jelenségeket a szükséges pontossággal közelítő matematikai modellel le tudjam írni. Ehhez szükséges a hűtőkör elemeinek ismerete, melyről rövid áttekintést adtam az előző fejezetekben. Ugyanakkor a hőforrás és hőtermelési oldal jellemzőit is ismerni kell, vagy meg kell határozni azokat. A következőkben ismertetem az egyes részekre a szakirodalomban fellelt modellezési lehetőségeket, meghatározom a vizsgálatok néhány paraméterét.

### 2.6.2 Levegő hőforrás

A levegő, mint hőforrás modellezése viszonylag egyszerű, hiszen nincs kapacitív tulajdonsága, mint a talajnak. Így egyszerűen a léghőmérséklet eloszlását kell vizsgálni az év során, melyre megfelelő források állnak rendelkezésre (Egyedi, 1963). Természetesen az eloszlás véletlenszerű, ezért célszerűen néhány évtized átlagát érdemes figyelembe venni (2.20. ábra):

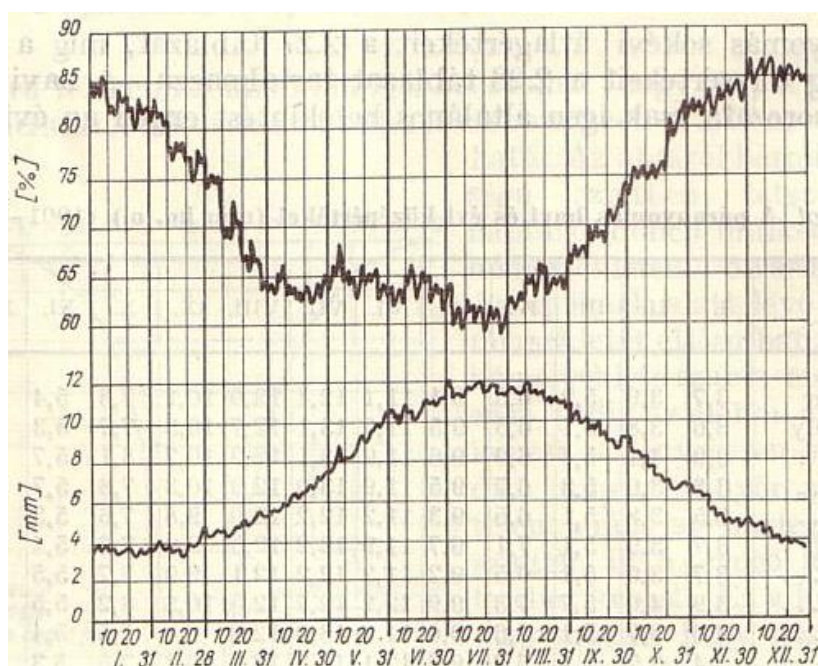


2.20. ábra Léghőmérséklet alakulása az év folyamán (Egyedi, 1963.)

A levegő kis mennyiségben vízgőzt is tartalmaz (Egyedi, 1963), ami  $0^{\circ}\text{C}$ -nál magasabb felületi hőmérsékletek esetén előnyös, hiszen a kondenzálódó vízgőzből állandó hőmérsékleten nyerhetjük ki a látens hőt. Ugyanakkor számítani kell rá, hogy  $0^{\circ}\text{C}$ -nál alacsonyabb felületi hőmérséklet esetén a kondenzálódó vízgőz meg is fagy. Erre a problémára kínál számos megoldást (Mengjie 2018), egyebek mellett a hidrofóbizált lamellák, vagy energiatakarékos leolvasztási ciklusok alkalmazását. Az általam vizsgált összeállításban utóbbiak alkalmazására lehetőség nyílik, hiszen a két hőforrás üzeme párhuzamos, a leolvasztás idejére a másik üzemben maradhat, így a kiesés kisebb, energiatakarékos leolvasztással pedig tovább javítható a

szezonális teljesítménytényező. Ezzel együtt a nyári időszakban a magas abszolút nedvességtartalom igen kedvező.

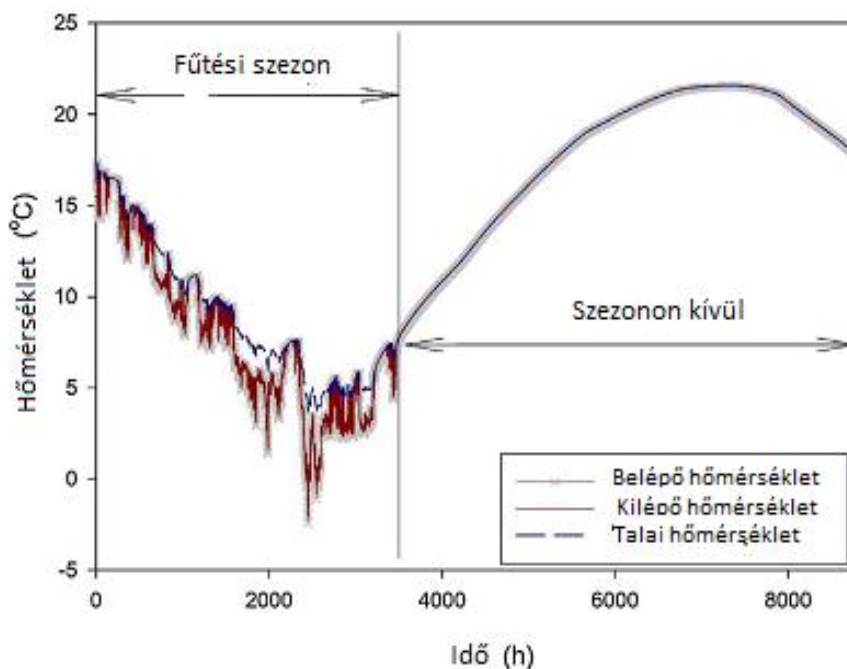
Az abszolút nedvességtartalommal szorosan összefüggő parciális vízgőz nyomás lefutását a 2.21. ábra mutatja. Kutatásom során valódi külső levegős hőcserélőt alkalmaznék, tehát a levegő hőmérséklete és páratartalma nem beállítható érték lenne, hanem néhány kiválasztott hőmérsékleti körülmény megléte esetén végezném a méréseket. Ezeket úgy választom meg, hogy köztük legyenek a szezonális teljesítmény tényező szabványos meghatározásához használt hőmérsékletek is. A többi hőmérséklet esetére a szimuláció adná meg a várható értékeket az egész évre. Ugyanígy a hőcserélő tulajdonságai is adottak, azokat a későbbiekben dolgozom föl.



2.21. ábra A parciális vízgőz nyomás alakulása az év folyamán (Egyedi, 1963.)

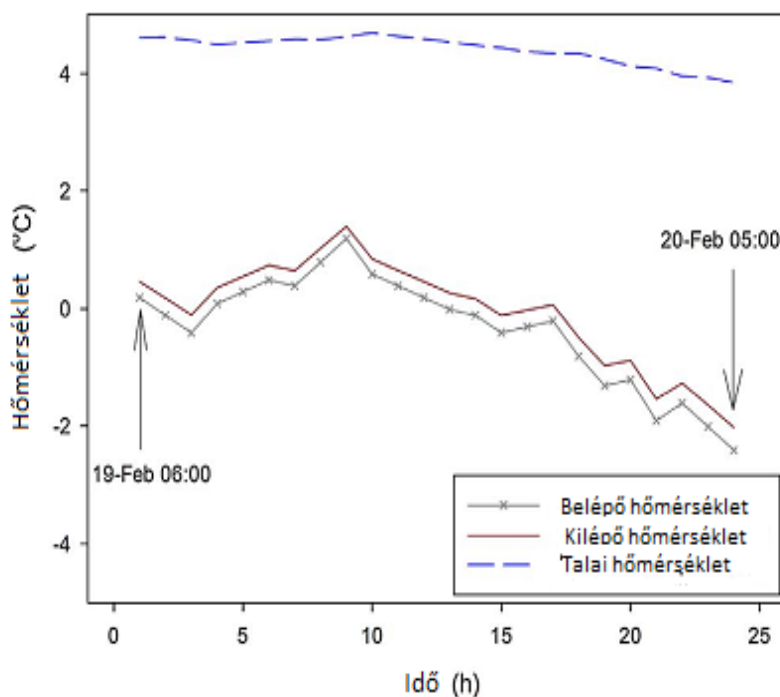
### 2.6.3 Talaj hőforrás

Kayaci (2018) munkájában részletesen modellezi az általam is preferált horizontális talaj hőcserélőt, az ún. talaj kollektort. Modelljében háromdimenziós, instacioner hőterjedést feltételezett a talajban, ám a csövek hossza mentén történő hőmérséklet változást elhanyagolhatóan kicsinek véve (amit később bizonyított is) már csak kétdimenziós modellel számolt. Néhány további közelítést alkalmazva, mint például állandónak feltételezett talaj- és csőanyag, a párhuzamos csővezetékekben azonos térfogatáram kialakulása (Tichelmann-kapcsolással), homogén talajszerkezet, az eredményül kapott hőmérséklet lefutásokat a 2.22. ábra mutatja:



2.22. ábra A talaj hőmérsékleti viszonyai az év során (Kayaci, 2018)

Az általa kialakított modell figyelembe veszi a talaj kapacitív tulajdonságát, ami megnehezíti modellezését pl. a levegőhöz képest. További fontos megállapítást tesz: Megfelelő méretezés esetén a be- és kilépő vízhőmérsékletek eltérése, a hőfoklépcső igen csekély marad, ugyanakkor a talaj és a víz közötti eltérés 4...6 K között alakul (Sánta és Garbai, 2015). Ez talaj hőcserélők esetében kicsit magas, de a hőcserélő terhelésével csökkenthető. Kayaci (2018) eredményeit a 2.23. ábra mutatja:



2.23. ábra A hőfoklépcső alakulása a modellezett hőcserélőben (Kayaci, 2018)

Munkámhoz jól hasznosítható információkhoz jutottam. Az általam vizsgált tartomány beleesik a modell peremfeltételei által meghatározott sávokba –pl. csak a fűtési idényt vizsgálta, de

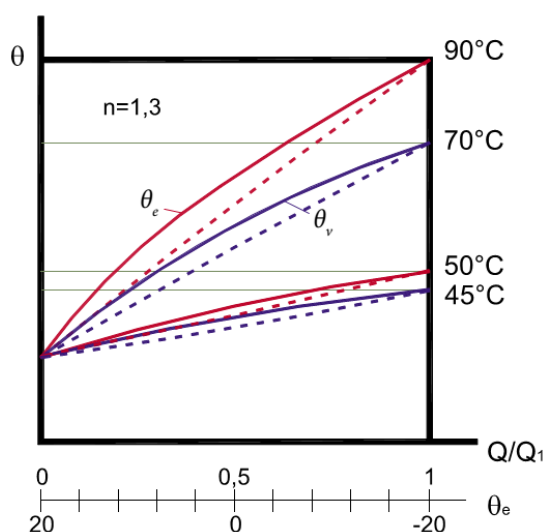


munkám során a talajból én is csak a fűtési idényben nyernék hőt-, így eredményeit hasznosíthatom: A hőcserélő minimális hőfoklépcsővel üzemel, és a hőhordozó közeg hőmérséklete a fűtési idény során egy függvénnyel közelíthető. Az általam végzendő mérésekhez ennyi információ megfelelő, az adott paramétereket ennek megfelelően tudom beállítani, a szimuláció során pedig a függvény által meghatározott hőmérsékleti értékeket használom föl. Az adatokat pontosítása az időjárási viszonyoknak megfelelően szükséges lehet.

#### 2.6.4 Hőtermelési oldal

A hőtermelési oldal esetében a paraméterek meghatározhatók. A vizsgálatban víz hőhordozó közegnek történik a hőleadás, így annak hőcserélőből kilépő hőmérsékletét kell meghatározott értékre beállítani, ez az igény a fogyasztó részéről. Valós fűtési rendszer szimulációjánál azonban nagy szerepe van a visszatérő víz hőmérsékletének is, ahogy befolyásolja a hőszivattyúval elérhető teljesítmény tényezőt is. Ezért ezt az értéket is meg kell határozni, a mérések során pedig be kell állítani. Meghatározása az épület fűtésének jelleggörbéiből egyszerű számítással lehetséges (Csoknyai, Doholuczki 2013). Az összefüggést a fűtési szezonból eltelt idő és az aktuálisan kívánt előremenő vízhőmérséklet között az épület tulajdonságai adják meg, melyek hatását együttesen a fűtés jelleggörbéi tartalmazzák. Ilyen jelleggörbéket mutat a 2.24. ábra.

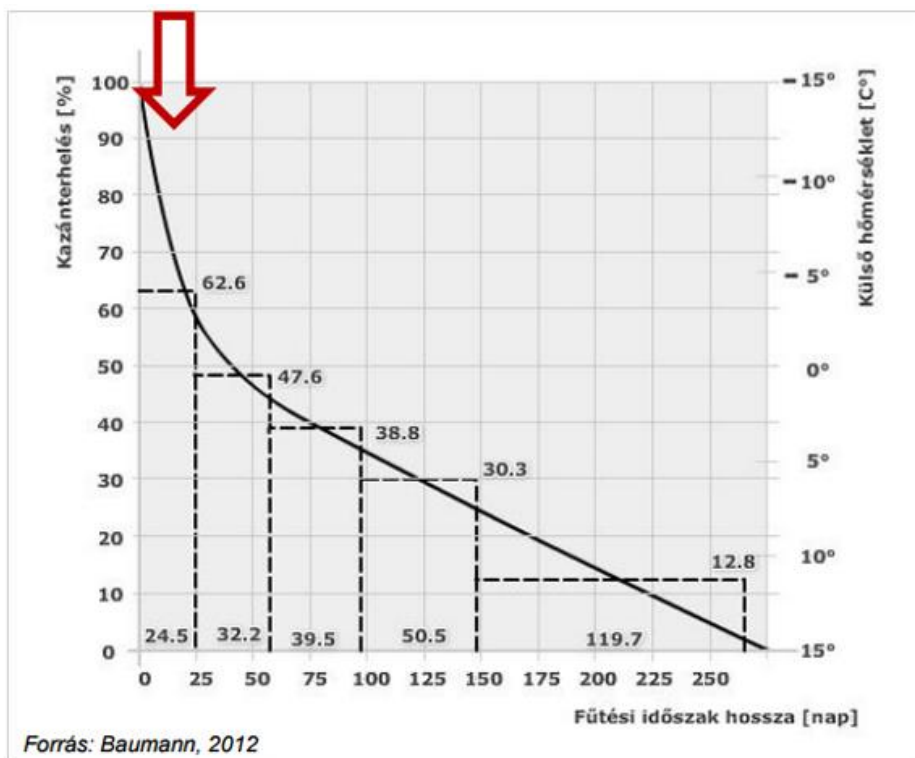
A fűtési hőigényt pedig a fűtési hőfokhíd jellemzi legjobban (Csoknyai, Doholuczki 2013). Ennek értékét is befolyásolja az adott épület hőtechnikája, azonban a szabványban rögzített értékekkel mindenkor számolhatunk. Esetünkben ez a 20°C belső- és 12°C fűtési határhőmérséklet. Ilyen viszonyok mellett Magyarországon az éves hőfokhíd 72000hK<sup>6</sup> körül alakul (7/2006 TNM rendelet).



2.24. ábra Fűtési jelleggörbék (Csoknyai, Doholuczki 2013)

A hőforrás oldalhoz hasonlóan itt is törekedtem az előírásokban (813/2013/EU) meghatározott mérési pontok vizsgálatára. Hőszivattyúkhöz ideális hőleadó a felületfűtés, mely jellemzően 25...45°C hőmérsékletű előremenőt igényel.

<sup>6</sup> A fűtési hőfokhíd mutatja az idő és a hőmérséklet különbség szorzatát a teljes fűtési idényre, dimenziója hK (óra·kelvin).



2.25. ábra A kazánhatásfok méréséhez tartozó szabványos terhelések (Baumann, 2012.)

Ez lehet padlófűtés, mennyezet- vagy falfűtés, melyek jól illeszkednek napjaink alacsony energiaigényű épületeihez és komfort szempontból is kiválóak. E tartomány felosztása 4...5 részre megfelelő, kiegészítésként pedig használati melegvíz termelés esetére egy további hőmérséklet, pl. 55°C kondenzációs hőmérséklet is vizsgálható.

Egy lehetséges felosztást mutat be (Baumann 2012) a 2.25. ábra segítségével: az ábrán megfigyelhető, hogy a fűtési rendszer a fűtési idény túlnyomó többségében részterhelésen üzemel, így elsősorban az alacsony kondenzációs hőmérsékletek értékelése kerül előtérbe, kiegészítve a használati melegvíz termeléshez szükséges értékkel. Vizsgálataimban a nagyszámú paraméterre tekintettel nem minden lehetséges kondenzációs hőmérsékleten végeztem méréseket.

#### 2.6.5 Az egy hőforrással rendelkező típusok problémái

Az általam vizsgált 2...12 kW teljesítmény tartományban járatos megoldás a víz hőforrás direkt (pl. talajvíz kúton keresztül történő) és indirekt (közvetítőközeggel történő) alkalmazása, valamint a levegő hőforrás direkt alkalmazása. A víz hőforrás hasznosítása a hűtőkör szempontjából kevés problémát vet föl: Az elpárolgás jellemzően a -5...+5°C-os tartományban történik (Huang et. al. 2009), így indirekt (közvetítőközeggel) hőhasznosítás esetén glikol oldattal kell tölteni a hőcserélőt, de elmarad a nagyon alacsony elpárolgási hőmérséklet okozta problémakör, ami a gyakorlatban leginkább elterjedt levegő-levegő hőszivattyúknál jelentkezik. Ugyancsak nincs probléma a hőcserélők eljégeseedésével, így nincs szükség leolvasztási eljárásra sem, ami jelentős teljesítmény degradációval jár a levegő hőforrású hőszivattyúk esetében.

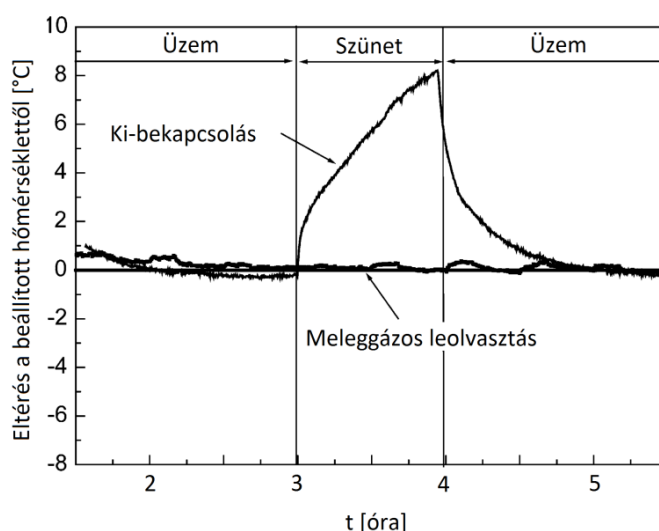
Levegő hőforrás hasznosítása esetén (a hazai időjárási viszonyokat figyelembe véve) számításba kell venni, hogy az elpárolgási hőmérséklet akár -15...-25°C-ra is süllyedhet. Ez amellet, hogy rontja a berendezés teljesítmény tényezőjét, hűtőköri problémákat is okoz: A kompresszor által szívott gőz fajtérfogata nagy, a kompresszióviszony magas, a kompresszió vég hőmérséklete szintén magas lesz, ami rövidíti a villamos tekercsek élettartamát és öregíti a kenőanyagot (Dong

et. al. 2012). Másik fő probléma, az elsősorban a  $-5...+5^{\circ}\text{C}$  külső hőmérsékleti tartományban jelentkező páratartalom kondenzációja az elpárologtatón. E kondenzáció önmagában még előnyös is lehet, azonban fagyponthoz alatti elpárolgási hőmérséklet esetén csak idő kérdése, hogy mikor és milyen vastagságú dér- illetve jégképződés fog kialakulni az elpárologtató felületén. Ez a réteg azután csökkenti a levegő átáramlási keresztmetszetét (Liu et. al. 2006), ami tovább rontja a hőátadás feltételeit, csökkentve ezzel az elpárolgási hőmérsékletet. Amikor az elpárolgási hőmérséklet jelentősen eltér a külső hőmérséklettől, akkor a jégképződést el kell távolítani.

Megállapítható, hogy üzemeltetési nehézségek elsősorban a levegő hőforrás alkalmazásánál adódnak, melyek közül legnagyobb jelentősége a leolvasztási ciklusoknak van, ezért ezek hatását részletesen vizsgáltam.

#### 2.6.6 A levegő-hűtőközeg hőcserélő deresedésének eltávolítási lehetőségei

Hűtőberendezések illetve hőszivattyúk tekintetében három elterjedt leolvasztási eljárás létezik. Az első típus a rendszer ki-bekapcsolása útján történik. A rendszer kikapcsol, amikor a dér felhalmozódik az elpárologtatón, és kikapcsolva marad amíg le nem olvad. Ezután a rendszer visszatér normál működéséhez. Az on-off ciklusú jégtelenítés fő előnyei nyilvánvalóan annak egyszerűségével és gazdaságosságával járnak. A második a leolvasztási módszer a hőcserélőbe ágyazott elektromos fűtőelemen keresztül történik, hogy lerövidítse a leolvasztási időt. Noha az üzembe helyezése és vezérlése is egyszerű, az elektromos fűtőberendezések túl sok áramot fogyaszthatnak, ami költséges és kevésbé környezettudatos megoldás a leolvasztáshoz. A harmadik típus a meleggázos leolvasztás. Ez a módszer forró gázt juttat a kompresszorból az elpárologtatóba a leolvasztás felgyorsítása érdekében. Bonyolult és viszonylag költséges a kialakítása, de a leolvasztás hatékonysága és COP-ja jobb, mint a többi leolvasztási módszer esetén, mivel a forró gáz az egész csőhálózatba bejut a leolvasztáshoz, amelynek sokkal nagyobb a hatékonysága az elektromos fűtőberendezésekhez képest. Ebben a rendszerben a forró gáz áramlási iránya ellentétes a normál működéssel. Ezért gyakorta fordított ciklusú forró gáz leolvasztásnak nevezik, amelyet a leggyakrabban használnak jelenleg, különösen hőszivattyúk esetében.



2.26. ábra A ki-bekapcsolás és a forró gázos leolvasztás összehasonlítása (Cho et. al. 2005)

Cho és munkatársai (2005) hasonló kialakítású ipari hűtőrendszert vizsgálva kimutatta, hogy a ki-bekapcsolásos leolvasztáshoz képest a forró gázos leolvasztás –különösen, ha több elpárologtatót időbeni eltolással alkalmaznak- sokkal egyenletesebb belső hőmérsékletet

eredményezett a belső térben. Ezzel együtt a leolvasztáshoz szükséges idő is jelentősen csökkent, a 2.26. ábra alapján nagyjából 60-ról 20 percre, vagy az alá.

Ez az adat összhangban van az általam mért és tapasztalt értékekkel. Tekintve, hogy ez az eljárás a leginkább elterjedt, és munkám során magam is ezt vizsgálom, a továbbiakban ennek a típusnak a specialitásait tekintem át.

#### 2.6.7 A leolvasztási ciklus időzítése

Nehéz egyértelmű választ adni a kérdésre: Mikor kezdődjön a leolvasztási ciklus? Több szempontból is kereshető optimum, továbbá figyelembe kell venni a műszaki és gyakorlati megvalósíthatóság, alkalmazhatóság korlátait is. Ennek ellenére számtalan kutatás folyt a témával kapcsolatban, melyek közül áttekintés jelleggel néhányat ismertetek.

Xiao és munkatársai (2009) a fotoelektromos technológia deresedés megítélésében való felhasználásának lehetőségét tanulmányozta. Bár a fotoelektromos technológia könnyen beállítható és nehéz körülmények között is jól működik, a száradási időt és az érzékelő kiindulási helyzetét előre meg kell határozni. Amint azt a szerzők említették, a kialakult összefüggés csak mérésükre alkalmazható, és messze van az általánosítástól.

A dérképződés minimalizálása érdekében számos más típusú szabályozási stratégia is létezett, például ventilátor teljesítményérzékelő (Müller, 1975), mesterséges intelligencia technikák (Datta és Tassou, 1999), neurális hálózatok segítségével (Datta és Tassou, 2002), a hűtőközeg áramlásának instabilitásának detektálásával a párologtatóban (Lawrence és Evans, 2008).

A tipikus hőmérséklet – idő (T-T) érzékelési módszer mellett Buick és munkatársai (1978) kapacitásmérési stratégiát javasolt a dérképződés kimutatására. Ez a stratégia meglehetősen praktikus egyszerűsége miatt, mivel elektronikus eszközökkel megvalósítható. Működési elvét tekintve az elpárologtató villamos kapacitásának változását figyeli, mely megváltozik a deresedés hatására, így a mért villamos jellemző alapján meghatározható a deresedés mértéke, vagyis a leolvasztás időzítése megoldható.

Jiang és munkatársai (2013) egy további paramétert dolgozott ki a hűtőközeg túlhevítésének mérésével kapcsolatosan. Ezzel a szabályozási módszertannal a helyes leolvasztás optimális kezdési ideje meghatározható, és a ciklusidő körülbelül 10–15% -os javulását tapasztalták. Az általam vizsgált berendezés feltehetőleg –részben vagy egészben- hasonló szabályozási stratégiával dolgozik, legalábbis a mérési adatok ábrázolása erre enged következtetni.

#### 2.6.8 Idő alapú indítás

Időalapú leolvasztás-indítási módszerek esetén a leolvasztást egy előre beállított időzítő kezdeményezte. Az egyszerűség és az alacsony költség miatt sok korai hőszivattyú egység időalapú leolvasztás-indító módszerrel üzemelt. Általában minden 60–90 perc működés után leolvasztási ciklust indítanak (Sommers és munkatársai, 2012). Ezeknek a korai hőszivattyúknak a leolvasztásra fordított teljesítménye azonban a felesleges leolvasztási ciklusok miatt csökkenti a teljesítmény tényező értékét. Wang és munkatársai (2012) megállapította, hogy a leolvasztási műveletek közel 68% -a felesleges volt a fűtési szezonban Pekingben, egy fix leolvasztás kezdő időpont alkalmazásának eredményeként, ami akár 40% -kal is csökkentette a rendszer COP-jét. Némileg javítja, de nem tökéletesíti a módszert, ha az elpárologtató hőmérsékletét is figyelembe veszik a leolvasztás indításának meghatározásakor. Az így kialakított Temperature-Time (T-T) módszert széleskörben alkalmazzák ugyan, de hatékonysága még kívánni valót hagy maga után.

#### 2.6.9 Igény alapú indítás

A leolvasztás megindításának igényalapú módszeréhez - amint a neve is sugallja - a leolvasztást csak szükség esetén kezdik meg, vagyis amikor a deresedés jelentősen negatív hatással van a

hőszivattyú teljesítményére. Az energiahatékonyság és a beltéri hőkomfort javulása érhető el, ha igényalapú leolvasztás-indítási módszer alkalmazunk. Szükséges azonban a kültéri elpárologtató felszínén a dérréteg detektálására az igényalapú leolvasztás megindításához. Mint látható volt az előzőekben, az igényalapú leolvasztás-indító módszerek esetében a korlátozott releváns kutatás mellett a tényleges igény, például a dérréteg vastagságának meghatározása nagy valószínűséggel tapasztalatokra támaszkodott, nem pedig a működési jellemzők pontos mérésére.

A hőszivattyúk optimális leolvasztási kezdő-időpontjának előrejelzéséhez egy többváltozós, nemlineáris modellt fejlesztettek tovább Wang és munkatársai (2020), amellyel közvetlenül és egyszerűen meghatározhatjuk az indítás időpontját a környezeti jellemzők ismeretében, ahogy azt a 2.27. ábra mutatja. Mint látható, a környezeti hőmérséklet ( $T_a$ ) tartománya  $-15$  és  $6$  °C között volt, és az RH 50 és 100% között, amely a hőszivattyúk gyakorlatilag teljes üzemi tartományát lefedi (Zhu és munkatársai, 2015). Wang és munkatársai az alábbi összefüggéssel írták le az optimális üzemidőt a leolvasztási ciklusok között:

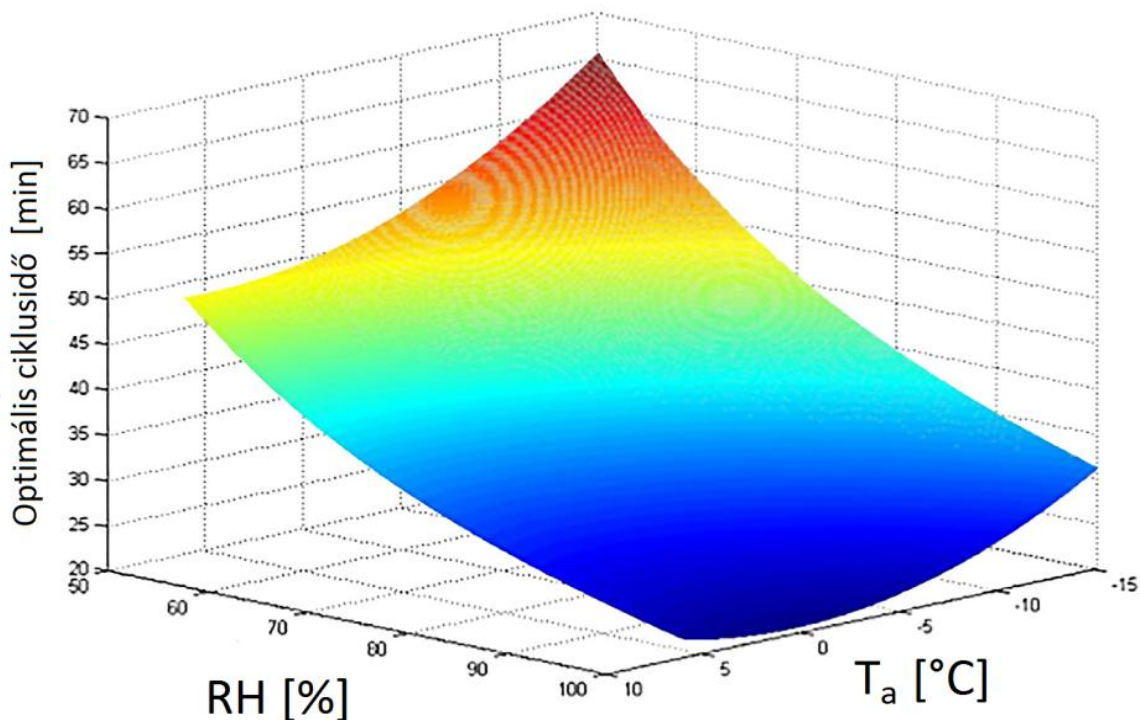
$$t_{opt} = 0,297T_a + 0,043T_a^2 + (4355,07 - 59,01T_a)RH^{-1,129} - 3,31, \quad (2.1)$$

ahol

$T_a$  a külső hőmérséklet, és

RH a relatív páratartalom.

Későbbi számításaimhoz magam is felhasználok ezt az összefüggést, tekintve, hogy vele jól egyező mérési eredményekkel rendelkezem, így hasznosnak és jól használhatónak tartom.



2.27. ábra A leolvasztások várható periódusideje a hőmérséklet és páratartalom függvényében (Wang et. al. 2020)

Ha  $T_a$ -t és RH-t használjuk a modell bemeneteként, akkor a leolvasztási ciklusok közt eltelt idő számítható, mely alkalmazása esetén minimális teljesítményvesztést és COP romlást eredményez, továbbá egyszerűen mérhető jellemzőkből számítható.

### 2.6.10 Hőmérséklet alapú leállítás

Miután áttekintő képet adtam a leolvasztási ciklusok időzítéséről, fontosnak tartom megemlékezni a leolvasztási ciklusok leállításának időzítéséről is, hiszen egy fölöslegesen elnyújtott ciklus éppolyan káros a COP-re, mint egy részlegesen végbement ciklus, tehát minkettől kerülendő. Erre nyújt útmutatást Song és munkatársai (2017), akik kutatásukban arra a megállapításra jutottak, hogy az elpárolgató teljeskörű leolvasztásához a csökkió hőmérsékletét 20...25°C közé, optimálisan 22°C-ra kell emelni a ciklus végéig. Vizsgálataim során az elpárolgató kilépő csomkjainak hőmérsékletét mérem, így összehasonlítást tudok tenni korábbi kutatások eredményeivel.

## 2.7 A körfolyamat ábrázolási lehetőségei

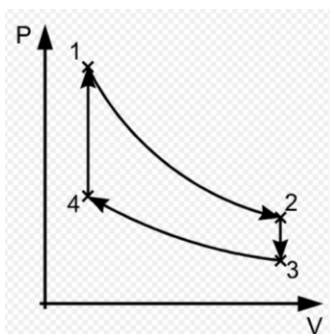
A körfolyamat valamely közeg, hűtőkör esetében a hűtőközeg állapotváltozásainak zárt láncolata. A termodinamikai körfolyamat egy sor termodinamikai állapotváltozás, melyek során a rendszer visszatér kezdeti állapotába. Az állapotjelzők csak a rendszer termodinamikai állapotától függenek, és így a ciklus végén kezdeti értéküket veszik ismét fel. A hő és a munka az állapotváltozások függvénye, értékük a ciklus alatt nullától különbözik. Egy termikus körfolyamathoz mindig tartozik egy magasabb hőmérséklet szintű hőbevitel és egy alacsonyabb hőmérséklet szintű hőelvonás. A bevitt és elvont hő közötti különbség alakul át munkává.

A termodinamika első főtétele kimondja, hogy a hőbevitel és az ennek rovására nyert mechanikai munka egymással egyenlő (illetve fordított működéskor a kinyert hő és az erre fordított mechanikai munka értéke egyenlő). A ciklus periodikus természete lehetővé teszi a folyamatos működést, ezért a körfolyamat a termodinamika egyik fontos fogalma a hőerőgépek és hűtőgépek elméletének fontos eszköze. (A körfolyamatok leírásánál gyakran használják a kvázistatikus folyamatok fogalmát, hogy modellezni lehessen a gyakorlatban előforduló gépeket.)

A termodinamikai körfolyamatok (ideális esetben) 3 vagy több (általában 4) állapotváltozásból állnak. Az állapotváltozások a következők lehetnek:

- izoterm állapotváltozás (állandó hőmérsékleten, folyamatos hőfelvétel vagy leadás mellett)
- izobár állapotváltozás (állandó nyomáson)
- izochor állapotváltozás (állandó térfogaton)
- adiabatikus állapotváltozás (a munkaközeg nem vesz fel és nem is ad le a környezetéből hőt)
- izentropikus állapotváltozás, reverzibilis adiabatikus állapotváltozás (a munkaközeg nem vesz fel és nem is ad le a környezetéből hőt - és az entrópia állandó)
- izentalpikus állapotváltozás (az entalpia állandó).

A körfolyamatokat gyakran ábrázolják nyomás-térfogat ( $p$ - $V$ ) diagramban. A  $p$ - $V$  diagramban az  $x$  tengelyre a  $V$  térfogatot, az  $y$  tengelyre a  $p$  nyomást vesszük fel (2.28. ábra)



2.28. ábra Körfolyamat p-V diagramban

A görbe által bezárt terület a körfolyamatból kinyerhető  $L$  mechanikai munkával egyenlő:

$$L = \oint P dV \quad . \quad (2.2)$$

Ez a munka egyenlő a rendszerbe bevezetett  $Q_{be}$  és elvont  $Q_{ki}$  hő  $Q$  különbségével:

$$L = Q = Q_{be} - Q_{ki} \quad . \quad (2.3)$$

Ha a körfolyamat a zárt görbét az óramutató járása irányába járja körül, akkor hőerőgép működésének felel meg és az  $L$  munka pozitív. Ha az óramutató járásával ellenkező irányban haladnak az állapotváltozások, akkor hőszivattyú körfolyamatát kapjuk, és az  $L$  munka negatív. A körfolyamatok ennek megfelelően két fő csoportra oszthatók: erőgép körfolyamatok és a hőszivattyú körfolyamatok. Az erőgép körfolyamatok hőenergiát alakítanak át mechanikai munkává, a hőszivattyú körfolyamatok pedig kis hőmérsékletű hőt emelnek fel magasabb hőmérsékletűre mechanikai munka bevezetése árán. A ciklus milyensége attól függ, hogy melyik irányban folyik a körfolyamat. A nyomás-térfogat diagramban vagy a hőmérséklet-entrópia diagramban ábrázolt állapotváltozásoknál az óramutató járásával azonos irányban folyó ciklusok erőgép ciklusok, az óramutató járásával ellenkező irányú körfolyamatok hőszivattyú ciklusok.

Hűtés esetén munkabefektetéssel hőszállítás történik a kisebb hőmérsékletűről nagyobb hőmérsékletre. Ez utóbbi a mesterséges hűtés, hőszivattyúzás. A munkaközeg általánosan használt neve ez esetben: hűtőközeg. A leggyakrabban használt hűtés a gőzkompressziós hűtőgép ciklus, melynél olyan hűtőközeget használnak, mely a körfolyamat közben fázisváltást (halmazállapotváltozást) szenved. Ennek a körfolyamatnak a fizikai alapjait Nicolas Léonard Sadi Carnot javasolta 1824-ban és ezért ezt a körfolyamatot Carnot körfolyamatnak nevezik. A Carnot-ciklus (vagy Carnot-körfolyamat) egy speciális termodinamikai körfolyamat, melyet az elméleti (idealizált) Carnot-hőerőgép hajt végre.

A Carnot-körfolyamat a lehető legjobb hatásfokú körfolyamat, mely egy adott mennyiségű hőenergiát mechanikai munkává alakít, illetve fordított irányban egy adott mennyiségű mechanikai munkát hűtési célokra átalakít hőenergiává.

A Carnot körfolyamat, ha hőerőgépként működik, négy állapotváltozásból áll:

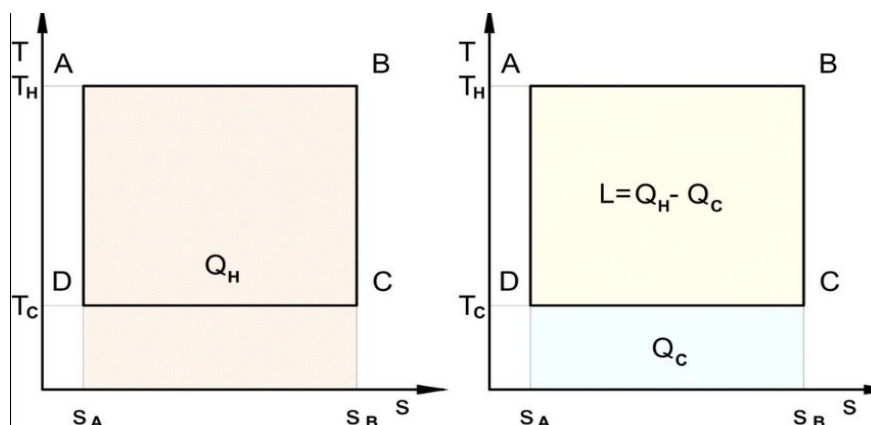
A gáz reverzibilis izoterm tágulása (expanziója) a  $T_H$  nagyobb hőmérsékleten (izoterm hőközlés). Ez alatt az állapotváltozás alatt (2.29. ábra A állapotból B állapotba) a táguló gáz munkát végez a dugattyún. A gáz tágulását a nagy hőmérsékletű tartályból beáramló hő okozza.

Izentrópikus (reverzibilis adiabatikus) tágulás. Ennél az állapotváltozásnál (B-ből C-be) feltesszük, hogy a henger és a dugattyú hőszigetelt: nem kap, és nem is veszít hőt a rendszer. A

gáz tovább tágul, munkát végezve a környezetén. Ennek eredményeképp a gáz a hidegebb  $T_C$  hőmérsékletre hűl.

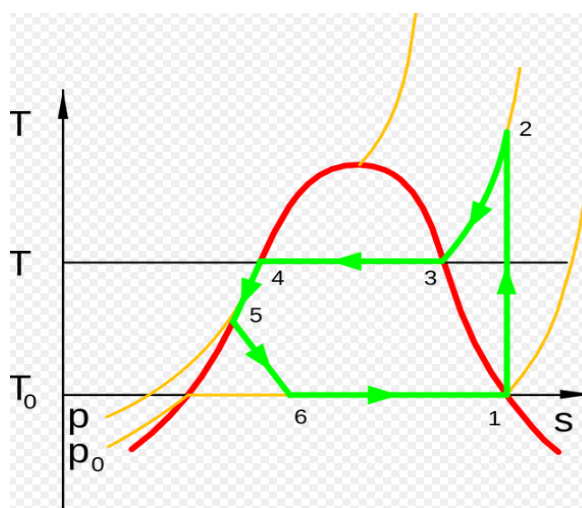
Reverzibilis izotermikus összenyomódás (sűrítés, kompresszió) a  $T_C$  hideg hőmérsékleten (izoterm hőleadás). (C-ből D-be). Ekkor a környezet végez munkát a gázon, miközben hő áramlik a gázból a hideg tartályba.

A gáz izentrópikus összenyomódása. (D-ből A-ba) Ismét felételezzük, hogy a dugattyú és a henger hőszigetelt. A környezet végez munkát a gázon miközben összenyomja azt, ezáltal a hőmérsékletét  $T_H$ -ra emelve. Az állapotváltozás végén a gáz a kiindulási állapotba jut vissza (2.29. ábra)



2.29. ábra Carnot-körfolyamat a  $T$ - $S$  síkon (Pavkovic, 2012.)

(A körfolyamat egy meleg  $T_H$  és egy hideg  $T_C$  hőmérsékletű tartály között zajlik le,  $T$  a hőmérséklet,  $S$  az entrópia.)



2.30. ábra Hűtés körfolyamata  $T$ - $S$  diagramban (Wikipedia)

A hűtésnél gőz esetén is jól követhető az entrópia-hőmérséklet diagramban (2.30. ábra). A folyamat az 1 pontból indul, ahol a közeg a  $p_0$  nyomáson telített gőz állapotban van. Az 1-2 folyamat adiabatikus kompresszió, mely a kompresszorban játszódik le. Ideális esetben ennek az állapotváltozásnak a képe a diagramban függőleges egyenes (izentrópikus kompresszió), valóságban azonban az állapotváltozás irreverzibilis, az entrópia mindig növekszik, ezért a görbe jobb felé kissé elhajlik. A 2-5 folyamatok a kondenzátorban zajlónak le: a 2-3 folyamat a túlhevítési hő elvonása, a 3. pontban a gőz eléri a telítettségi állapotot a  $p$  nyomáson. A 3-4



folyamat során a hőmérséklet nem változik, egyre több gőz csapódik le, a 4. pontban folyadék állapot alakul ki. A 4-5 szakasz a kondenzátorban a folyékony hűtőközeg esetleges utóhűtése, majd az 5-6 folyamat a fojtásos állapotváltozás, ez hirtelen nyomásesést jelent, melynek végén a közeg  $p_0$  nyomásra expandál, a folyadék egy része (mintegy a fele) hirtelen elpárolog és a közeg nedves gőz állapotba kerül, ez a folyamat izentalpikus, vagyis a folyamat közben az entalpia nem változik. Végül a 6-1 folyamat során az elpárologtatóban hőt vesz fel a közeg a hűtendő térből állandó hőmérsékleten és nyomáson, miközben a gőz nedvességtartalma állandóan csökken. Ekkor a közeg a körfolyamat kiindulási pontjára, az 1. állapotba jut vissza és a folyamat kezdődik előlről. Természetesen a fent leírtak ideális közegre vonatkoznak, a valóságos folyamatok kismértékben eltérnek ettől. (Pavkovic, 2012.)

### 2.7.1 A folyamat hatásfoka, a hatásfok javításának lehetőségei

A körfolyamatra felírt integrál kiszámítása a Carnot-körfolyamat esetén különösen egyszerű. A hőenergiából kinyert munka mennyisége (2.29. ábra 2.29. ábra alapján):

$$L = \oint pdv = (T_H - T_C)(S_B - S_A) \quad . \quad (2.4)$$

A meleg tartályból a rendszerbe áramló teljes hőenergia:

$$Q_H = T_H(S_B - S_A), \quad (2.5)$$

és a rendszerből a hideg tartályba áramló teljes hőenergia:

$$Q_C = T_C(S_B - S_A). \quad (2.6)$$

Az  $\eta$  hatásfok:

$$\eta = \frac{L}{Q_H} = 1 - \frac{T_C}{T_H} \quad , \quad (2.7)$$

ahol

$L$  a rendszer által szolgáltatott munka (a munka formájában kilépő energia),

$Q_H$  a rendszerbe belépő hő (a rendszerbe bevezetett hőenergia),

$T_C$  a hideg tartály abszolút hőmérséklete és

$T_H$  a meleg tartály abszolút hőmérséklete.

Ennek a hatásfoknak hőerőgép esetén a jelentése a meleg tartályból kivont hőenergiának a hasznos munkára fordított hányada, hűtőgép körfolyamat esetében a hűtőgépbe bevezetett energiának és a meleg tartályból kivont energiának a viszonyát jelenti.

Az ábrából kitűnik, hogy bármely körfolyamat hatásfoka, mely a  $T_H$  és  $T_C$  hőmérsékletek között zajlik le, nem haladhatja meg a Carnot-körfolyamat hatásfokát. Carnot tétele szerint: Egyetlen hőerőgép, mely két hőtartály között üzemel, sem tud elérni jobb hatásfokot, mint az a Carnot-hőerőgép, mely ugyanezen két hőtartály között működik. Ilyen módon adott hőmérsékleti határok mellett a felírt egyenlet adja a lehető legjobb hatásfokot. Carnot tételének következménye, hogy az ugyanazon két hőtartály között működő reverzibilis hőerőgépek hatásfoka megegyezik. Átrendezve az egyenlet jobb oldalát könnyebben értelmezhető képletet kapunk. Nevezetesen, hogy egy hőerőgép elméletileg elérhető legnagyobb hatásfoka a meleg és

hideg hőtartályok hőmérséklet-különbsége (az abszolút hőmérséklet Kelvinben) osztva a meleg hőtartály hőmérsékletével:

$$\eta = \frac{T_H - T_C}{T_H} \quad (2.8)$$

A fenti összefüggésből levonható következtetés: Ha a hideg tartály hőmérsékletét csökkentjük, azzal jobban lehet növelni a legnagyobb hatásfokot, mint a meleg tartály hőmérsékletének emelésével. Ennek elérése a gyakorlatban nehézségekbe ütközik, mivel a hideg tartály hőmérséklete az esetek többségében egyszerűen az adott környezeti hőmérséklet. Ezt azonban több hőforrás alkalmazásával, a hőcserélők optimalizálásával gyakorta kedvezőbben lehet alakítani, mint amit önmagukban az időjárási körülmények és egy hagyományos hőcserélő méretezés eredményez. A hőmérséklet különbségen kívül jelentősen befolyásolja az elérhető teljesítmény tényezőt a kompresszor hatásfoka, a segédgépek energia fogyasztása, valamint a hűtőközeg bizonyos fizikai jellemzői.

Hőszivattyúk esetében általában a teljesítmény tényező értékét szokás definiálni, mely értelmezhető hűtési- és fűtési üzemre egyaránt. Amennyiben a fűtési teljesítményt tekintjük haszonnak, úgy a fűtési teljesítmény tényező (COP – Coefficient of Performance) meghatározása a

$$COP = \frac{\dot{Q}_k}{P_{vill}} \quad (2.9)$$

egyenlet alapján történik. Ez az összefüggés pillanatnyi értékekre használható, szezonális viszonylatban a Seasonal Performance Factor (SCOP) értéket alkalmazzák, amely viszont nem veszi figyelembe a leolvasztási ciklusok okozta veszteségeket. Az SCOP meghatározása jogszabályban rögzített üzemviszonyok súlyozott átlaga alapján történik. Ugyanakkor, ha a hűtési hőelvonást tekintjük haszonnak, pl. klímaberendezések, hűtőgépek esetén, akkor a hűtési teljesítmény tényezőt (EER – Energy Efficiency Ratio) szoktuk meghatározni a

$$EER = \frac{\dot{Q}_e}{P_{vill}} \quad (2.10)$$

egyenlettel. A kettő között az alábbi összefüggés áll fenn:

$$COP = 1 + EER. \quad (2.11)$$

## 2.8 A szakirodalmi áttekintés összefoglaló értékelése

A szakirodalom megismerése után igazoltnak látom a téma aktualitását. E kutatások nem egyeznek teljes mértékben az általam felvetett témával, így utóbbi részletes vizsgálatát fontosnak tartom, belőle új tudományos eredményekre számítok.

A feldolgozott információk alapján megállapítottam, hogy párhuzamos üzemű elpárologtatókkal működő hőszivattyú vizsgálatát még nem végezték el minden szempontból. Ezt a kombinációt részleteiben vizsgálták ugyan független kutatások, de egy rendszerbe integrálva még nem.

Az eddigi vizsgálatok közül sokan jutottak hasonló eredményre, azonban néhány helyen ellentmondást tapasztaltam, pl. a természetes hűtőközegek alkalmazásával elérhető teljesítmény tekintetében. Ennek oka lehet a vizsgált berendezések méretének, vagy üzemmódjának eltérése, azonban mindenképp a további kutatások szükségességére hívja föl a figyelmet.

Részletesen ismertettem a hőszivattyúk részegységeit, hiszen a kísérleti berendezés építése fontos része munkámnak, ehhez pedig elengedhetetlen az átgondolt konstrukció kialakítása.

Később, a megismert közlésekben igazolni láttam választásomat: a legtöbben azokat a részegységeket alkalmazták, melyeket én is kiválasztottam. Hasonlóan fontos a környezeti paraméterek megismerése és beállíthatóvá, reprodukálhatóvá tétele: Ehhez a fellelhető modellezési eljárásokat, adatforrásokat elemeztem.

A szakirodalmi áttekintés eredményeként arra a következtetésre jutottam, hogy a két párhuzamos, egyidőben üzemelő elpárologtatóval rendelkező hőszivattyúkat nem kutatták kellő részletességgel. Hasonló kutatásokat eddig csak fűtési célra kialakított rendszereken végeztek, ahol a berendezés nem tudományos céllal jött létre, hanem valamely fűtési és/vagy hűtési igények kiszolgálására. Ugyancsak nem szerepel a kutatásokban a két hőforrás párhuzamos hasznosítása esetén alkalmazható hűtőközeg oldali szabályozás vizsgálata energetikai szempontból. Nem találtam olyan szoftveres modellezési lehetőséget, mely segítene a két, párhuzamosan üzemelő hőforrással rendelkező hőszivattyú modellezésében. A levegő hőforrást hasznosító elpárologtatók deresedését és leolvasztási lehetőségeit részletesen vizsgálták már, de a leolvasztási ciklus időtartamának külső hőmérséklet- és hűtőközeg függését nem kutatták, csak a leolvasztási ciklusok optimális indítási és leállítási időpillanatainak meghatározása került a kutatások homlokterébe.

### 3 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.

#### 3.1 A méréshez használt eszközök

Kutatásom két irányban folyt: egyrészt meghatároztam a levegő hőforrású hőszivattyúk leolvasztási ciklusai által okozott teljesítmény kiesést, melyhez fölépítettem egy vizsgáló berendezést. Másrészt átalakításokkal létrehoztam a két hőforrású hőszivattyú fizikai modelljét, mely lehetővé tette tudományos igényességű hűtőköri vizsgálatok elvégzését. A 2.6 fejezetben részletesen ismertett berendezések, melyek segítségével hasonló vizsgálatokat folytattak a múltban, lényegesen különböznek az általam kialakított berendezéstől. 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.

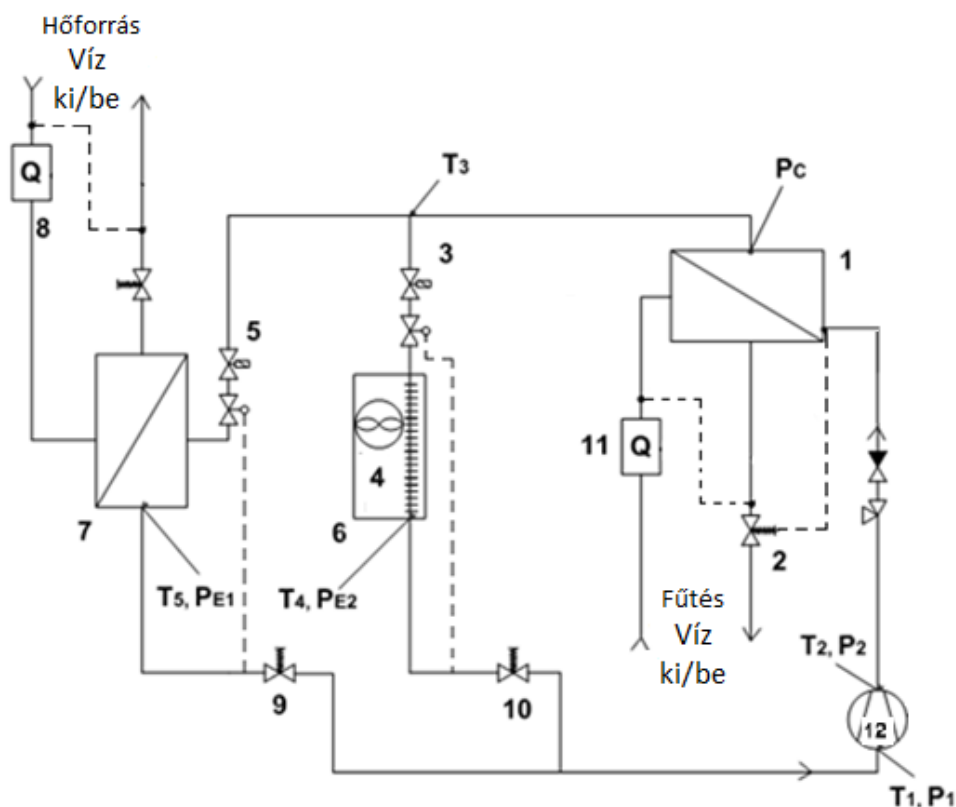
##### 3.1.1 A több hőforrású hőszivattyú fizikai modellje

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 vízoldali be- és kilépő hőmérsékletek beállíthatók, mérhetőek
- 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 3.1. ábra szemlélteti:



3.1. ábra A kísérleti berendezés hűtőköri kapcsolása és részegységei

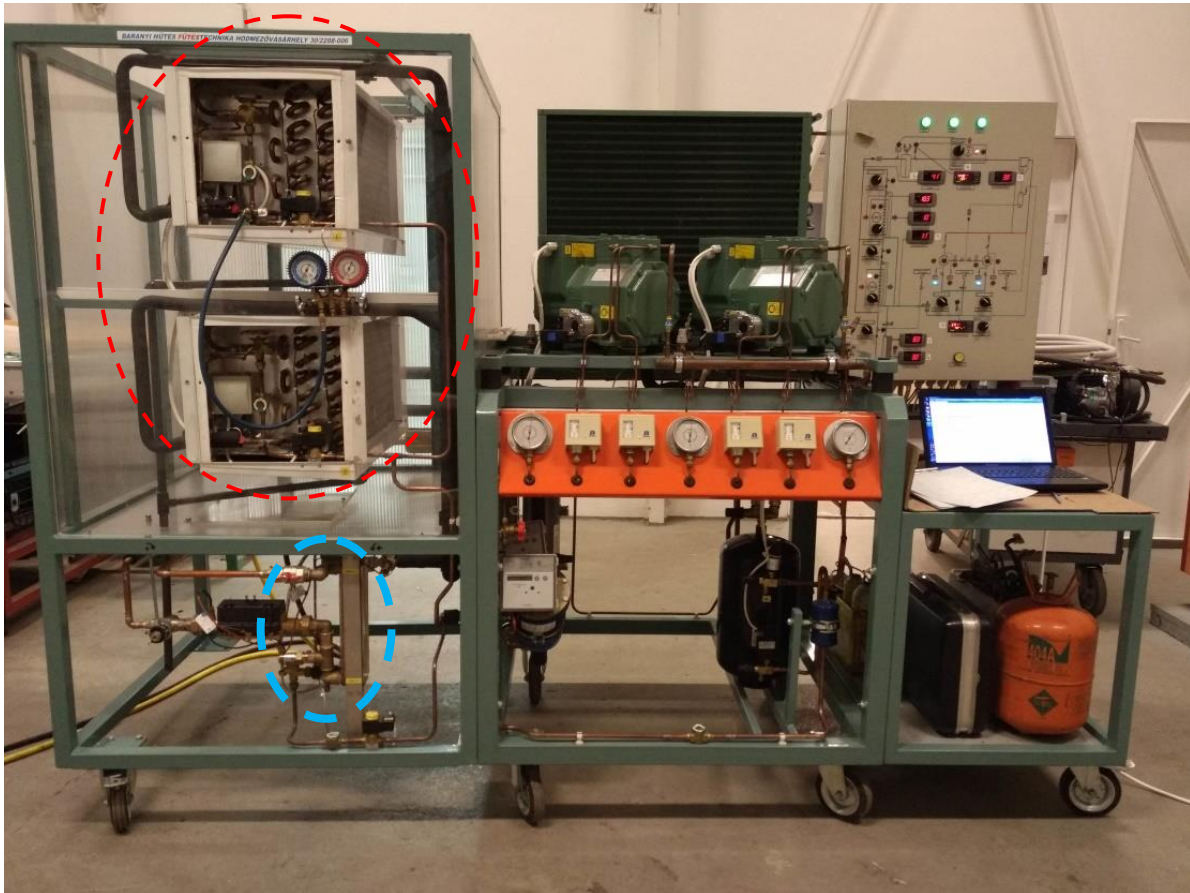
1-kondenzátor, 2-kondenzációs nyomásszabályzó, 3,5-mágnesszelep, 4-villamos fűtőszálak, 6-levegő hőforrású elpárolgató, 7-víz hőforrású elpárolgató, 8-elpárolgató hőmennyiség mérője, 9,10-elpárolgási nyomásszabályzó, 11-kondenzátor oldali hőmennyiség mérő, 12-dugattyús kompresszor

A rendszer egyes elemeit az ábra számozásának megfelelően a 3.1. táblázat A kísérleti berendezés részegységei 3.1. táblázat tartalmazza:

3.1. táblázat A kísérleti berendezés részegységei

Rendszerelem	Típus
Kompresszor (12)	Bitzer 2KC-05.2Y-40S
Kondenzátor (1)	Alfa-laval ACH-18-10H-F
Víz hőforrást hasznosító elpárolgató (7)	Swep B8THx20/1P-SC-M 4x3/4
Levegő hőforrást hasznosító elpárolgató (6)	Inter-Thermo 1-24B7E
Termosztikus expansziós szelep (3,5)	Danfoss TES2
Elpárolgási nyomásszabályzó (9,10)	IPR-6-5/8 ODF
Hőmennyiség mérő (8,11)	Techem Compact V e. heat flow meter
Villamos fűtőszálak (4)	3x1,5 kW
Termosztikus kondenzációs nyomásszabályzó (2)	Castel 3210/04

A kísérleti berendezés megfelelő átalakítása után számos próbamérést végeztem, melyek tapasztalatai alapján további korrekciókat hajtottam végre. A berendezés megvalósult állapotát a 3.2. ábra szemlélteti:



3.2. ábra A megvalósított fizikai modell

A 3.2. ábra ábrán piros színel jelölt részlete a légkamra, amely a levegő hőforrású elpárolgatót körül veszi. E kamrának a hőmérsékletét villamos fűtőbetétek és egy PID jellegű hőfokszabályzó segítségével tettem beállíthatóvá. A víz hőforrás ettől teljesen független (kék színel jelölt részlet), a kettőnek egymásra hatása hőforrás oldalról nincsen. Az elpárolgatóhoz 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 folyattam 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 cirkulálását.

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 céloom 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 vízdoldali 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 hőmennyiség mérési eredmények ugyanakkor jóval hosszabb várakozási időt tesznek szükségessé, ezt szemlélteti a 4.3. ábra.

A kondenzátor és a vizes elpárologtató által forgalmazott hőteljesítményt vízdoldalon 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.

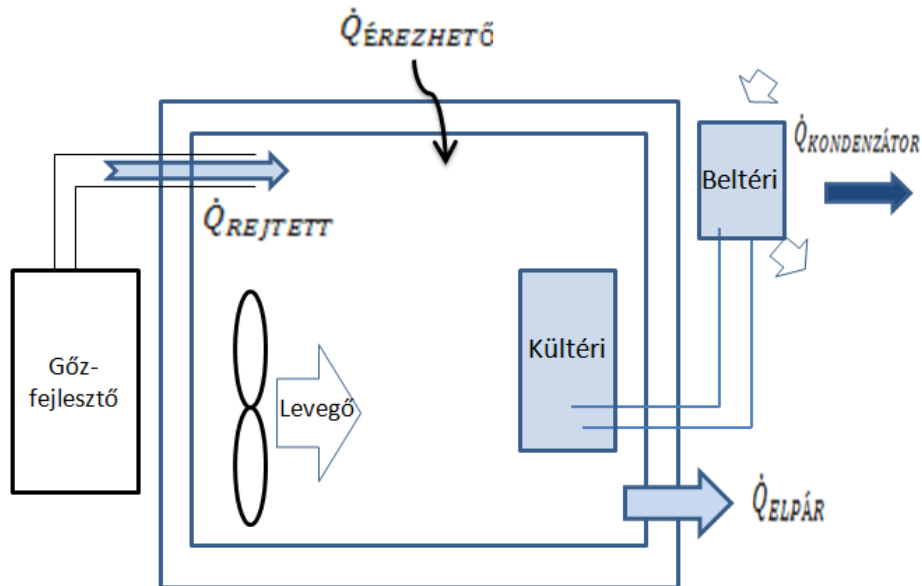
A berendezés alapvetően szemléltetési célokat szolgált, ezért annak ellenére, hogy számtalan mérési helyet alakítottak ki rajta, néhányat meg kellett változtatnom. Ez elsősorban a  $T_5$  és  $T_6$  hőmérsékletek mérését jelenti. A problémát két meglévő hőérzékelő újra vezetékezésével oldottam meg, így 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 elpárologtató elpárolgási nyomását mértem ilyen módon, a kondenzációs nyomás mérésére alkalmazott elektronikus műszer beavatkozást nem igényelt. Az alkalmazott műszereket részletesen a következő fejezetekben ismertetem.

### *3.1.2 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 3.3. 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.



3.3. ábra A mérőberendezés elvi vázlata

A rendszer megvalósulását a 3.4. ábra és a 3.5. ábra mutatja:



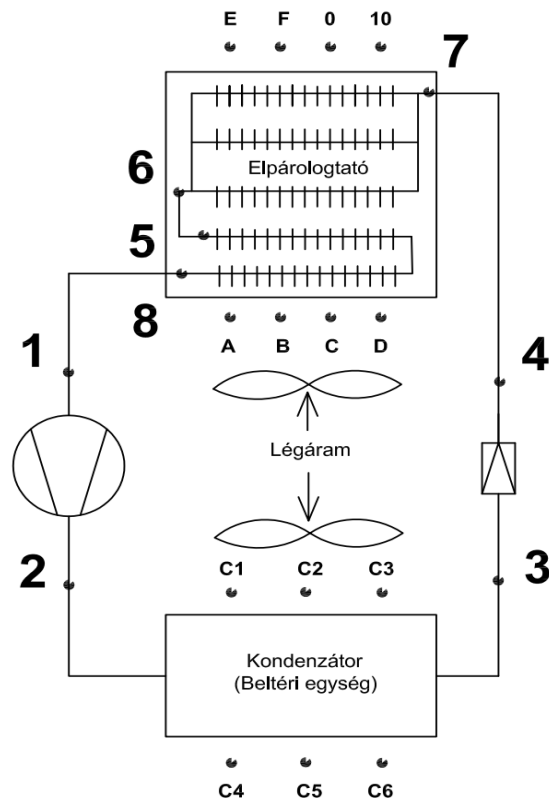
3.4. ábra A kültéri egység elhelyezése a kamrában, baloldalt az átkeverő ventilátorokkal





3.5. ábra A mérőberendezés külső képe a beltéri egységgel

A rendszer egyszerűsített kapcsolási rajzát a 3.6. ábra mutatja, melyen nem szerepelnek a kamrához kapcsolódó érzékelők (Relatív páratartalom, hőmérséklet eloszlás C8-C9), valamint a kompresszor villamos teljesítményét mérő műszer sem.



3.6. ábra A leolvasztási ciklusidő mérésére szolgáló berendezés elvi kapcsolása

Az ábrán látható számozás a műszerezés fejezetben bemutatott táblázat jelöléseit követi, így könnyen azonosíthatók az egyes mérési pontok. A C7 és C8 mérők a kamra belsejében alul és felül kerültek elhelyezésre. Segítségükkel ellenőriztem a vertikális hőmérséklet kitégződést.

A kültéri egységet egy hűtőkamrában szereltem fel (3.4. ábra), mely kamrában ventilátorok is üzemelnek, 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 üzemiében kívülről befelé haladó hőáram jelentkezik, ami a szükséges fűtési teljesítményt csökkenti. E hőáram meghatározását kísérleti úton végeztem, eredményeit és a levonható következtetéseket később ismertetem.

A rendszer fontosabb elemeit az alábbi táblázatban (3.2. táblázat) ismertetem:

3.2. táblázat A leolvasztási ciklusok vizsgálatára alkalmas berendezés részegységei

Rendszerelem	Típus
Levegő-levegő hőszivattyú beltéri egység	Névleges teljesítmény: 2,5kW
Levegő-levegő hőszivattyú kültéri egység	Névleges térfogatáram: 630m <sup>3</sup> /h
Gőzfejlesztő	Defensor, névleges teljesítmény 6kW
Viszsgáló kamra	V=3,5m <sup>3</sup> , falazat anyaga 10cm PUR szendvicspanel
Átkeverő ventilátor	R09R-3632A-4M-4213/13K

Az összeállított berendezés alkalmasnak bizonyult a leolvasztási ciklusok energetikai vizsgálatára, különös tekintettel a ciklusidőkre és a villamos teljesítményfelvételre. A műszerek részletes bemutatását a következő fejezetekben teszem meg.

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.

### 3.2 A mérések során alkalmazott hűtőközegek

Méréseim során több hűtőközeggel is dolgoztam a leolvasztási ciklusok vizsgálatára szolgáló berendezése esetén. Ezek az R32, R290 és az R410a voltak. Ezen kívül a két hőforrású hőszivattyú modelljében az R404a hűtőközeget alkalmaztam. E fejezetben röviden ismertetem az általam használt hűtőközegek tulajdonságait.

#### 3.2.1 Az R410a hűtőközeg

Az R32 és az R125 (50/50 tömeg%-os) keveréke, amely közel azeotróp blend, ezért rendkívül alacsony a hőmérséklet csúszása, szinte nem frakcionálható az elpárolgás során. Így kevésbé okoz problémát a szivárgás, nem kell tartani a közege pár szétesésétől. ODP-je 0, GWP-je magasnak mondható, 2088. Ennek megfelelően kivezetése a piacról már megkezdődött, ami érdekessé teszi helyettesíthetőségének vizsgálatát. Ez a keverék mintegy 60%-kal nagyobb nyomást fejt ki az R290-hez tervezett hűtőkörökben, és csak új, megnövelt nyomásra tervezett berendezésekben használható. Az R410a használatához szükség van a POE (poli-olefin észter) kenőanyagok használatára.

### 3.2.2 Az R290 hűtőközeg

Napjainkban reneszánszukat élik a szénhidrogén alapú hűtőközegek, mert ODP-jük 0, GWP-jük pedig elhanyagolhatóan kicsi. A freon típusú hűtőközegek felfedezése és elterjesztése előtt ezeket is használták már a hűtőtechnikában, tehát forradalmi újításról nem beszélhetünk, azonban alkalmazásuk számos eddig szokatlan követelmény elé állítja a szakembereket és a gyártókat egyaránt. Mint szénhidrogének, számolni kell a jelentős gyúlékonysággal, ami az eddig használt úgynevezett biztonsági hűtőközegek esetén egyáltalán nem volt jellemző. Ez a tulajdonság nem csak a telepítés, de a gyártás, szervizelés, leszerelés esetében is problémás, mivel ezek a „gázok” bár tüzelési célú gázként is forgalomba kerülnek (R290=tiszta propán), a klimatechnikai célra szánt változatot nem szagosítják, így nem könnyű a szivárgó gáz érzékszervi érzékelése.

### 3.2.3 Az R32 hűtőközeg

A legújabban használt hűtőközeg annak ellenére, hogy az R410a komponenseként már évtizedek óta ismert. Gyúlékonysága és magas nyomása miatt sokáig mellőzték önálló alkalmazását, azonban a klímavédelmi célok előtérbe kerülésével elterjedése felgyorsult. Égési tulajdonságai azonban jóval kedvezőbbek, mint a szénhidrogén hűtőközegek esetén, gyakorlatilag nem mérgező, ODP-je természetesen 0, GWP-je pedig 675, ami széleskörű felhasználását teszi lehetővé.

### 3.2.4 Az R404a hűtőközeg

Az R125, R143a és R134a közel azeotróp elegye. A forrásponti hőmérséklet csúszása igen csekély, mindössze 0,7K. Egyik komponense, az R143a éghető ugyan, de a blend már nem képez égőképes keveréket a levegővel. Elsősorban az R22 és az ipari hűtésben használt R502 kiváltására hozták létre, mert előzőekkel ellentétben ODP-je 0, GWP-je viszont ma már igen magasnak mondható, így a helyettesítés lehetőségeinek vizsgálata ebben az esetben is fontos. Kenőanyaga előnyösen az észterbázisú szintetikus olajok közül kerül ki (Jakab, 2006). Az általam vizsgált hűtőközegek fontosabb tulajdonságait 3.3. táblázat mutatja.

## 3.3 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.

### 3.3.1 A több hőforrású hőszivattyú műszerezése

Ebben az esetben tehát egy stabilizálódott üzemállapotban mértem bizonyos hűtőköri jellemzőket, így gépi adatrögzítésre nem volt szükség. A hőteltjesítmény 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.

3.3. táblázat A felhasznált hűtőközegek egyes fizikai jellemzői

Jellemző	R290	R410A	R32	R404a
Összetétel	Propán 99.5%	Pentafluor-etán (R-125) 50% + Difluormetán (R32) 50%	100% Difluormetán (R32)	R125 44% + R143a 52% + R134a 4%
Kémiai formula	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub> , CHF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	CF <sub>3</sub> CHF <sub>3</sub> , CF <sub>3</sub> CH <sub>3</sub> , CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> F
Móltömeg [g/mól]	44	72,6	52,02	97,6
Szag	Enyhe szag	Enyhe éteres szag	Szagtalan	Szagtalan
Viszkozitás [cP@20°C]	-	147	0,121	68,5
Gőz viszkozitás [cP@20°C]	-	12,9	0,01238	10,3
Fagyáspont [°C]	-185,8	-	-136	-103,1
Forráspont [°C]	-42,1	-51,5	-51,7	-46,2
Kritikus hőmérséklet [°C]	96,6	72,1	78,3	72,2
Kritikus nyomás [bar]	42,5	49,2	58,1	37,2
ARH [V%]	20°C alatt 1.013 - 2.2%	Nem éghető	13,3	Nem éghető
FRH [V%]	20°C alatt 1.013 - 9.5%		29,3	
Öngyulladási hőm. [°C]	480	>750	530	728
ODP	0	0	0	0
GWP	3	2088	675	3922
Mérgező koncentráció	Nem mérgező	1000 ppm	Nem mérgező	Nem mérgező

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.

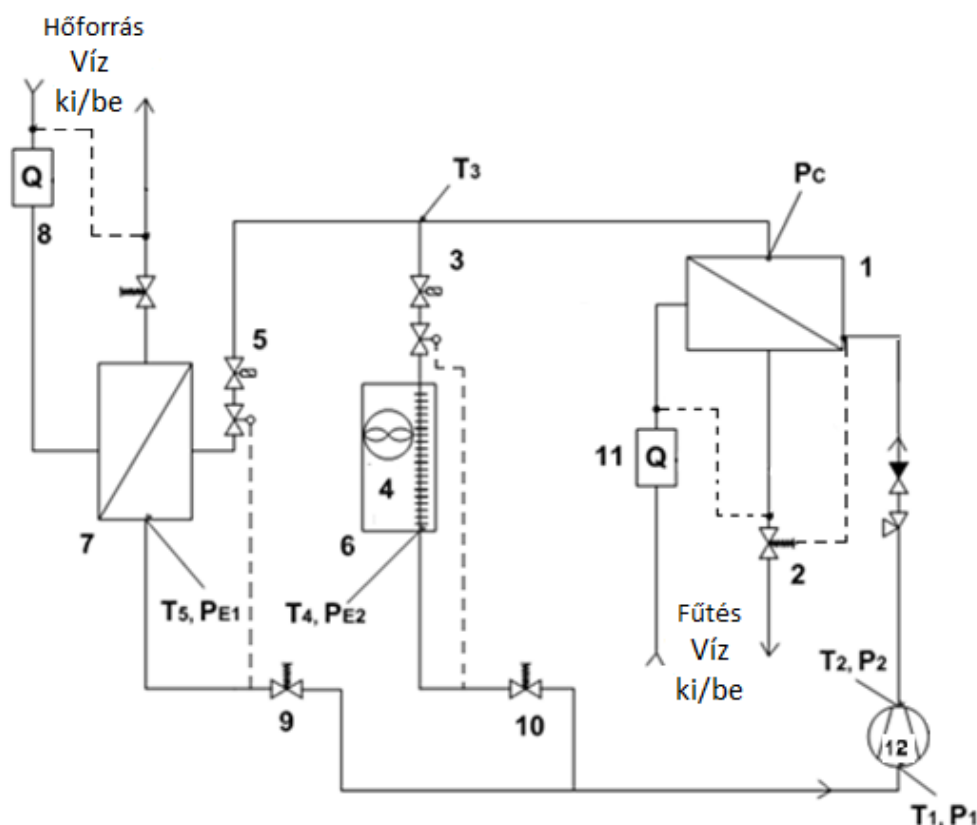
A hőmérséklet méréseket elektronikus hőmérőkkel és PTC szondákkal végeztem, a nyomás méréseket pedig 1-es osztálypontosságú Bourdon-csőves manométerekkel illetőleg Honeywell nyomástávadóval rendelkező elektronikus műszerrel. Ezek esetében a felbontás és a beállási idő nem volt annyira kritikus, mint a hőmennyiség mérők esetében. A méréshez használt műszereket a 3.4. táblázat ismerteti.

A kompresszor villamos teljesítményének mérése nehézségekbe ütközött: a mérések során jelentős aszimmetriát találtam a három fázis feszültsége és a rajtuk folyó áram erőssége között, ezért az eredetileg alkalmazott egyfázisú, digitális fogyasztásmérő helyett egy hagyományos, mechanikus villamos fogyasztásmérőt alkalmaztam. Ennek segítségével (kellően hosszú mérési intervallumot választva) igen megbízhatóan és kis hibával sikerült meghatároznom a kompresszor által fölvetett villamos teljesítményt.

3.4. táblázat A méréshez használt műszerek

Mért jellemző	Mérőeszköz	Pontosság
Kondenzációs nyomás ( $P_c$ )	Dixell XC400, Honeywell PX3 nyomás távadó	$\pm 1\%$
Víz hőforrást hasznosító elpárolgató elpárolgási nyomása ( $P_{E1}$ )	Refco analóg nyomásmérő	1,6-os osztály
Levegő hőforrást hasznosító elpárolgató elpárolgási nyomása ( $P_{E2}$ )	Refco analóg nyomásmérő	1-es osztály
Víz hőforrást hasznosító elpárolgató hőteljesítménye ( $Q_{\cdot VÍZ}$ )	Techem Compact V e. hőmennyiség mérő	Mérés $\Delta T=0,2K$ -tól
Kondenzátor hőteljesítménye ( $Q_{\cdot K}$ )	Techem Compact V e. hőmennyiség mérő	Mérés $\Delta T=0,2K$ -tól
Kompresszor villamos teljesítménye (W)	Ganz GH41f villamos fogyasztásmérő	$\pm 1\%$
Légkamra hőmérséklete	REX C-100	$\pm 0,1^\circ C$

A könnyebb áttekinthetőség okán a mérőrendszer kapcsolási rajzát itt ismételten bemutatom:



3.7. 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

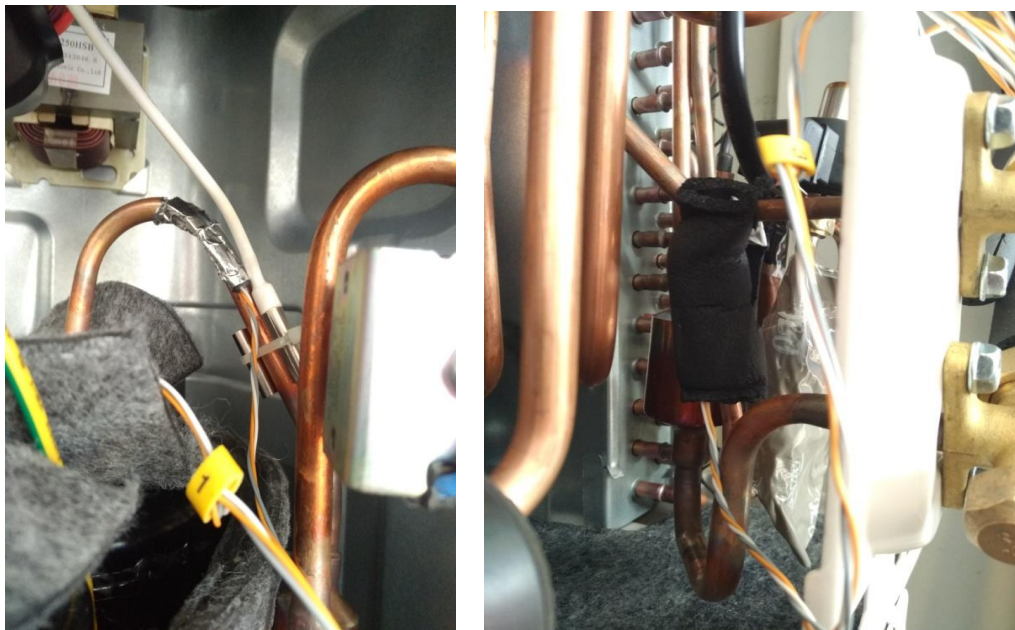
### 3.3.2 A leolvastási ciklus vizsgálatához használt berendezés műszerezése

A leolvastási 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 leolvastási ciklus kibontakozását.



3.8. ábra Az intelligens mérőrendszer részegységei

A mérőeszközök típusát a 3.5. táblázatban ismertetem. Az érzékelőket (3.8. ábra) 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. (Pl. 8435\_C1, C2, C3 helyett beltéri beszívott léghőmérséklet) Az alábbi ábrákon (3.9. ábra) ez a rögzítési mód látható. Ahol lehetséges volt, a berendezés saját érzékelőinek közelébe helyeztem el a mérőeszközöket.

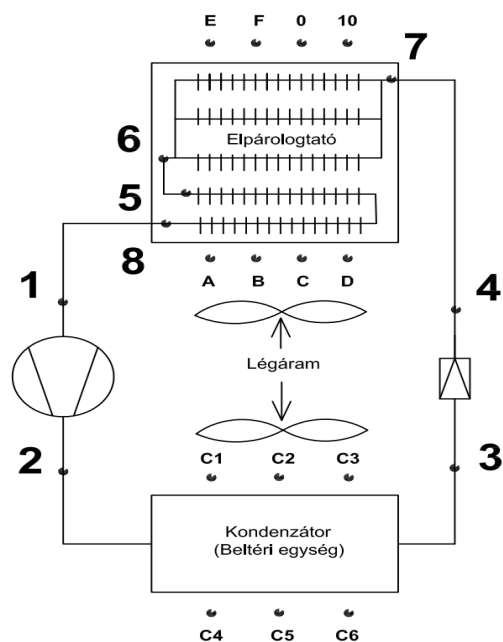


3.9. ábra A hőérzékelők elhelyezése a rézcsöveken

3.5. táblázat A leolvasztási ciklusok mérésére szolgáló berendezés műszerei

Mért jellemző	Jelölés	Mérőeszköz	Pontosság
Elpárologtató belépő léghőmérséklet	A, B, C, D		
Elpárologtató kilépő léghőmérséklet	E, F, O, 10		
Kondenzátor belépő léghőmérséklet	C1, C2, C3		
Kondenzátor kilépő léghőmérséklet	C4, C5, C6		
Elpárologtató belépő hűtőközeg hőm.	7		
Elpárologtató kilépő hűtőközeg hőm.	6		
Utóhűtő belépő hűtőközeg hőmérséklet	5	Dallas DS 18B20	± 0,5°C (-55...125°C között)
Utóhűtő kilépő hűtőközeg hőmérséklet	8		
Kompresszor szívó oldali hőmérséklet	1		
Kompresszor nyomó oldali hőmérséklet	2		
Kondenzátor utáni hőmérséklet	3		
Fojtószerv utáni hőmérséklet	4		
Kamra külső- és belső hőmérséklete	C7, C8		
Külső tér relatív páratartalma	RH külső	DHT11	± 5% RH (20...90% között)
Kamra tér relatív páratartalma	RH belső		
Fölvett villamos teljesítmény	Pvill	TV0F11	1-es pontossági osztály

A jobb értelmezhetőség kedvéért itt megismétlem a rendszer kapcsolási rajzát:



3.10. ábra A leolvasztási ciklusok vizsgálatára szolgáló berendezés kapcsolása

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, melyek során több problémával is szembesültem: A beltéri egység ventilátora igen érzékeny a fojtásra, így a “gyűjtőzsákos” mérés nem vezetett eredményre. Végül a beszívó oldalon 8 mérési ponton mértem a levegő áramlási sebességét hődrótós- és szárnykeres légsebesség mérőkkel. A műszerek jellemzőit a 3.6. táblázatban ismertetem:

3.6. táblázat a térfogatáram mérő műszerek

Paraméter	Vizsgált tartomány	Választott beállítás
Kamra belső léghőmérséklete	-10...+10°C	-5°C
Kamra belső páratartalma	65...100% RH	100% RH
Kívánt kondenzátor oldali léghőmérséklet	23...30°C	30°C
Kondenzátor levegő térfogatárama	369...862 m <sup>3</sup> /h	575 m <sup>3</sup> /h

A mérést minden ventilátor fokozatra (5db), és hűtési- valamint fűtési üzemmódban is elvégeztem. Azt tapasztaltam, hogy a szállított térfogatáram eltérő a két üzemmód között. Az eredményeket a 4.1.2 fejezetben ismertetem.

### 3.4 Az alkalmazott mérési beállítások

A következő fejezetekben a mérések során alkalmazott módszereket ismertetem.

#### 3.4.1 A két hőforrású hőszivattyú esetén alkalmazott beállítások

A két hőforrású hőszivattyú fizikai modelljével végzett méréseim során a levegő- és víz hőforrással rendelkező elpárolgatókat hűtőközeg oldalon párhuzamos kapcsolásban alkalmaztam. Az egyes elpárolgatókba áramló hűtőközeg mennyiségét a 3.1. ábra 9,10 részletén jelölt elpárolgási nyomásszabályzó szelepekkel állítottam be, így a két elpárolgató teljesítményét tetszőlegesen tudtam változtatni. A létrejött teljesítmény arány számítását a 3.6.3 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 elpárolgatók 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 elpárolgatókba 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 elpárolgotatók 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.

### 3.4.2 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 van. A leolvasztási ciklusok mérésénél alkalmazott beállításokat a 3.7. táblázat mutatja.

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.

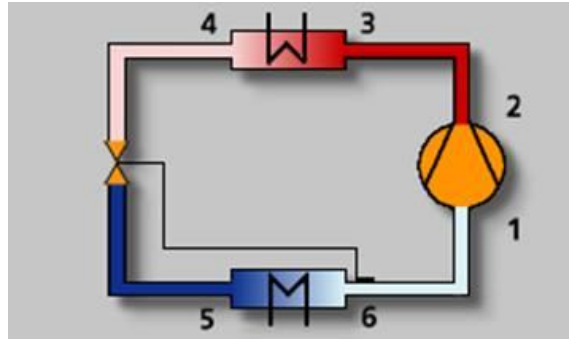
3.7. táblázat a leolvasztási ciklusok mérési körülményei

Paraméter	Vizsgált tartomány	Választott beállítás
Kamra belső hőmérséklete	-10...+10°C	-5°C
Kamra belső páratartalma	65...100% RH	100% RH
Kívánt kondenzátor oldali hőmérséklet	23...30°C	30°C
Kondenzátor levegő térfogatárama	369...862 m <sup>3</sup> /h	575 m <sup>3</sup> /h

A választott -5°C kamra hőmérséklet és 100%-os relatív páratartalom megegyezik az elpárolgotató 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.

### 3.5 A modellezéshez használatos szoftver ismertetése

Munkám során az egyes entalpia értékek meghatározásához, valamint a körfolyamat általam vizsgált körülményektől eltérő esetekre történő számítását a Solvay Fluor cég Solkane 7.0 szoftverével végeztem. A hűtőkör modellezését a szoftver az itt ismertetett módon végzi. A 3.11. ábra mutatja a modellezett hűtőkört:



3.11. ábra A modellezett hűtőkör

Rögtön látható, hogy az általam vizsgált két, párhuzamosan üzemelő elpárologtató helyett itt csak egy üzemel. Az általam áttekintett szoftverek közül egyik sem volt alkalmas az általam célul tűzött párhuzamos elpárologtatókkal rendelkező hűtőkör modellezésére. Ezért munkám egyik céljává vált annak vizsgálata, hogy modellezhető-e a rendelkezésre álló szoftverekkel a párhuzamos elpárologtatású rendszer két önálló hűtőkör összegeként. Ennek megfelelően a szoftverben mindig két modellezést futtatok le: Egyet az általam vizsgált rendszer levegő hőforrású elpárologtatójának adataival, egyet pedig a víz hőforrású elpárologtató adataival. A két eredmény sor összegét tudom összehasonlítani az általam mért eredményekkel. A szoftver által alkalmazott jelöléseket a 3.8. táblázatban ismertetem.

3.8. táblázat A szoftver által alkalmazott jelölések

Solkane jelölése	Mérési pont azonosítása
1	Kompresszor szívócsonk
2s	Izentropikus kompresszió végállapota
2	Kompresszor nyomócsonk
3	Kondenzátor belépő vezeték
3''	Kondenzátor (harmatpont)
3''4m	Kondenzátor, a 3'' és 4' pontok átlaga
4'	Kondenzátor (forrpont)
4	Kondenzátor kilépő vezeték
5	Elpárologtató belépő vezeték
56''m	Elpárologtató, az 5 és 6'' pontok átlaga
6''	Elpárologtató (harmatpont)
6	Elpárologtató kilépő vezeték

Ezen pontok közül számomra az 1,2,3,4,5,6 az érdekes, a többit csak alkalomszerűen mértem, hogy a kisebb veszteségeket is be tudjam állítani a szoftverben a számítások elvégzéséhez. A szoftver bemenő paramétereit a 3.9. táblázat foglalja össze.

3.9. táblázat A szoftver bemenő paramétereit

Részegység	Jellemző paraméter	Rövid leírás
Elpárologtató	Hőmérséklet	A 6" pont hőmérséklete (harmatpont)
	Túlhevítés	A 6 és 6" pontok hőmérséklet különbsége
	Nyomásveszteség	A hőcserélő be-és kilépő csonkja között
	Teljesítmény	Az elpárologtató által fölvetett hőteljesítmény
Kondenzátor	Hőmérséklet	A 3" pont hőmérséklete (harmatpont)
	Aláhűtés	A 4' és a 4 pontok hőmérséklet különbsége
Kompresszor	Teljesítmény	A kondenzátoron leadott hőteljesítmény
	Izentropikus hatásfok	$\text{eta}_{is} = W_{is}/W_t$
Szívóvezeték	Túlhevítés	Az 1 és 6 pontok hőmérséklet különbsége
	Nyomásveszteség	A 6 és 1 pontok nyomáskülönbsége
Nyomóvezeték	Túlhevítés	A 2 és 3 pontok hőmérséklet különbsége
	Nyomásveszteség	A 2 és 3 pontok nyomás különbsége

A bemenő adatokat a kísérleti berendezésen mért értékek alkotják. Ezek felhasználásával a szoftver által számított eredményeket és az alkalmazott összefüggést a 3.10. táblázat mutatja:

3.10. táblázat A szoftver által számított eredmények és alkalmazott összefüggések

Számított jellemző	Alkalmazott összefüggés
Kondenzátor teljesítmény	$Q=m*(h3-h4)$
Kompresszor teljesítmény	$P=m*(h2-h1)$
Szívóvezeték vesztesége	$m*(h1-h6)$
Nyomóvezeték vesztesége	$m*(h2-h3)$
Kompresszió viszony	$p2/p1$
Nyomáskülönbség	$p2-p1$
Hűtőközeg tömegáram	$m=Q0/(h6-h5)$
Hűtési teljesítmény tényező	$Q0/P$

A szoftver által az általam mért bemenő adatokból számított eredményeit a 4.2.5 fejezetben ismertetem.

### 3.6 Kiértékelési módszerek

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

#### 3.6.1 Az entalpia értékek meghatározása

A körfolyamat jellemző pontjain értelmezett hűtőközeg entalpia értékek szükségesek a későbbiekben ismertetett számítások elvégzéséhez. Az entalpia közvetlenül nem mérhető jellemző, így meghatározása a hőmérséklet- és nyomás ismeretében diagramból történő leolvasással, vagy arra alkalmas szoftver által elvégzett számítással határozható meg. Az általam alkalmazott és a 3.5 fejezetben ismertetett szoftver alkalmas ezen számítások elvégzésére, ami lényegében a logP-h diagramról történő leolvasást helyettesíti. Az egyes mérési beállításokhoz tartozó számított entalpia értékeket a mellékletben ismertetem, ezek felhasználása pl. a 3.6.2 fejezetben ismertetett számításokhoz szükséges.

#### 3.6.2 Nehezen mérhető jellemzők meghatározása

A két hőforrású hűszivattyú 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 elpárologtató 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.

A számítások elvégzéséhez elengedhetetlen a kondenzátorban leadott hőteljesítmény, továbbá a be- és kilépő oldalon a hűtőközeg entalpiájának pontos ismerete. Ehhez  $T_2$ ,  $T_3$ , és  $P_k$  értékeire van szükség, majd a logP-h diagram ill. szoftver segítségével az entalpia értékek meghatározhatók. Erre a célra a Solvay Fluor cég „Solkane 7.0” adatbázisát használtam. A levegő hőhordozóból fölvelt teljesítmény számításához először a hőcserélőbe juttatott  $\dot{m}_{Rv\acute{I}Z}$  hűtőközeg tömegáramot kell meghatározni:

$$\dot{m}_{Rv\acute{I}Z} = \dot{m}_R - \dot{m}_{R\text{leveg}\acute{o}} \quad , \quad (3.1)$$

ahol:

$$\dot{m}_R = \frac{\dot{Q}_K}{h_2 - h_3} \quad \text{és} \quad (3.2)$$

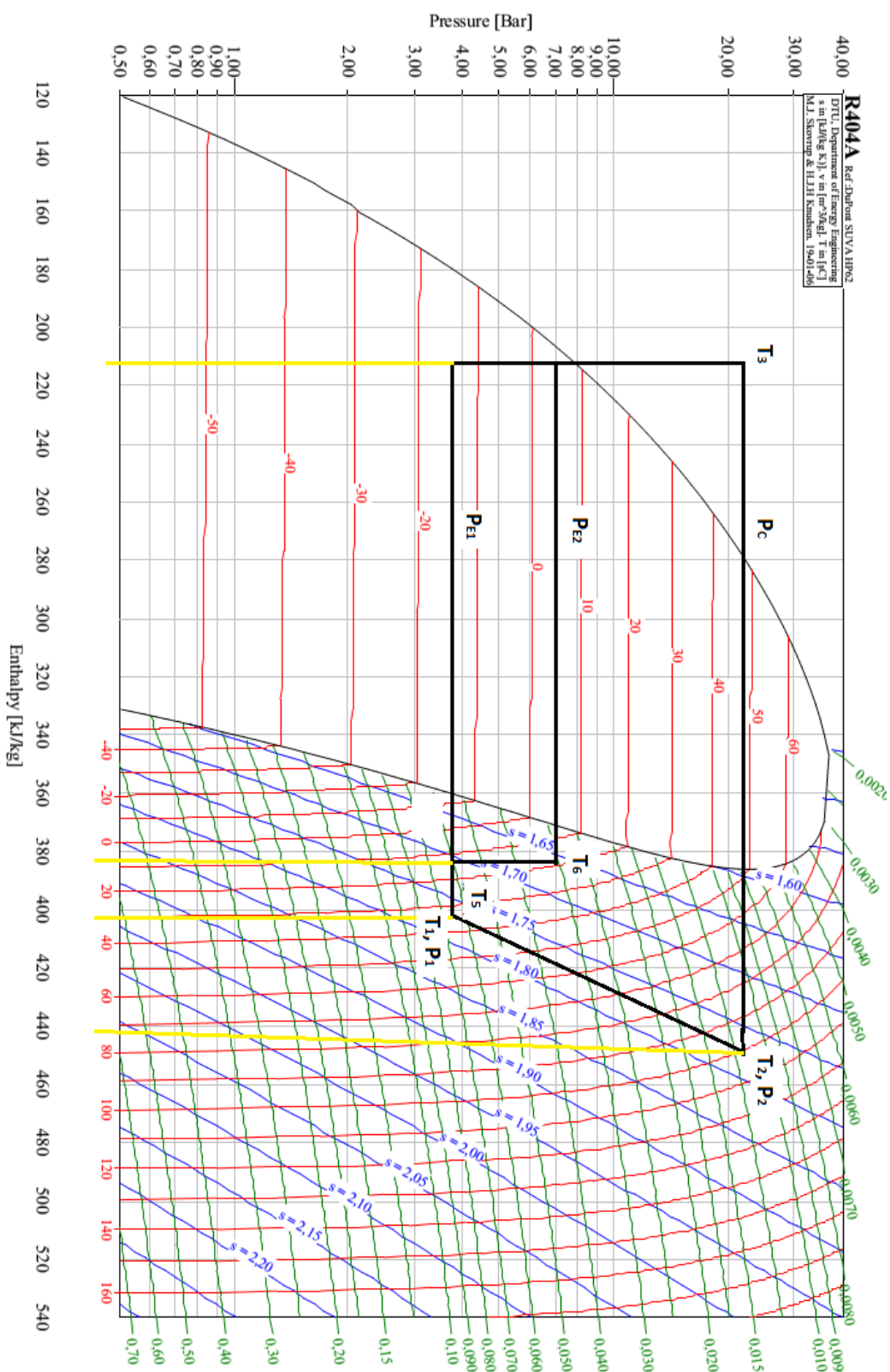
$$\dot{m}_{R\text{leveg}\acute{o}} = \frac{\dot{Q}_{\text{leveg}\acute{o}}}{(h_5 - h_3)} \quad . \quad (3.3)$$

$h_2$ ,  $h_3$ ,  $h_5$  a mért nyomások és hőmérsékletek alapján a szoftver segítségével pontosan meghatározható,  $\dot{Q}_K$  és  $\dot{Q}_{\text{leveg}\acute{o}}$  pedig a hőteljesítmény mérésből ismert, így a levegős elpárologtatóba jutott hűtőközeg tömegárama számítható, melyből az elpárologtatóban fölvelt teljesítmény meghatározható:

$$\dot{Q}_{v\acute{I}Z} = \dot{m}_{Rv\acute{I}Z} \cdot (h_6 - h_3) \quad . \quad (3.4)$$

A könnyebb értelmezhetőség okán a fent említett entalpia- és nyomásértékeket az általam alkalmazott ciklus esetére mutatja a 3.12. ábra. A jobb olvashatóságért az ábrán minimális

elhanyagolásokkal életem, illetőleg egyes részleteket eltúloztam. A mért jellemzők jelölése megegyezik a kapcsolási vázlaton alkalmazottakkal és igazodik a mérőeszközök elhelyezéséhez is.



3.12. ábra A körfolyamat és a mérési pontok a logP-h diagramban

### 3.6.3 A több hőforrású hőszivattyú elpárologtatóinak teljesítmény-aránya

A két hőforrású hőszivattyú elpárologtatóinak 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:

$$k = \frac{\dot{Q}_{\text{víz}}}{\dot{Q}_{\text{víz}} + \dot{Q}_{\text{levegő}}}, \quad (3.5)$$

ahol

$\dot{Q}_{\text{víz}}$  a víz hőforrású elpárologtatóban fölvevett hőteljesítmény és

$\dot{Q}_{\text{levegő}}$  a levegő hőforrású elpárologtató számított teljesítménye, mely számítási eljárást a 3.6.2 fejezetben ismertettem részletesen.

### 3.6.4 Az effektív és indikatív teljesítmény tényező számítása

A hűtőkör legfontosabb vizsgálati paramétere a körfolyamatot jellemző pontokon mért nyomás- és hőmérséklet mellett végeredményben a teljesítménytényező. Vizsgálataim során az egyszerűen meghatározható effektív teljesítmény tényezőt számítottam:

$$COP = \frac{\dot{Q}_K}{P_{\text{vill}}}, \quad (3.6)$$

ahol

$\dot{Q}_K$  a kondenzátoron leadott hőteljesítmény és

$P_{\text{vill}}$  a kompresszor által fölvevett villamos teljesítmény.

A gyakorlatban kevésbé használt, azonban lényegesen jobb összehasonlíthatóságot biztosít az indikált teljesítmény tényező használata, melyet a hűtőkör bizonyos pontjain mért hőmérsékletek és nyomások alapján meghatározott entalpia értékekből tudok meghatározni az alábbi összefüggéssel:

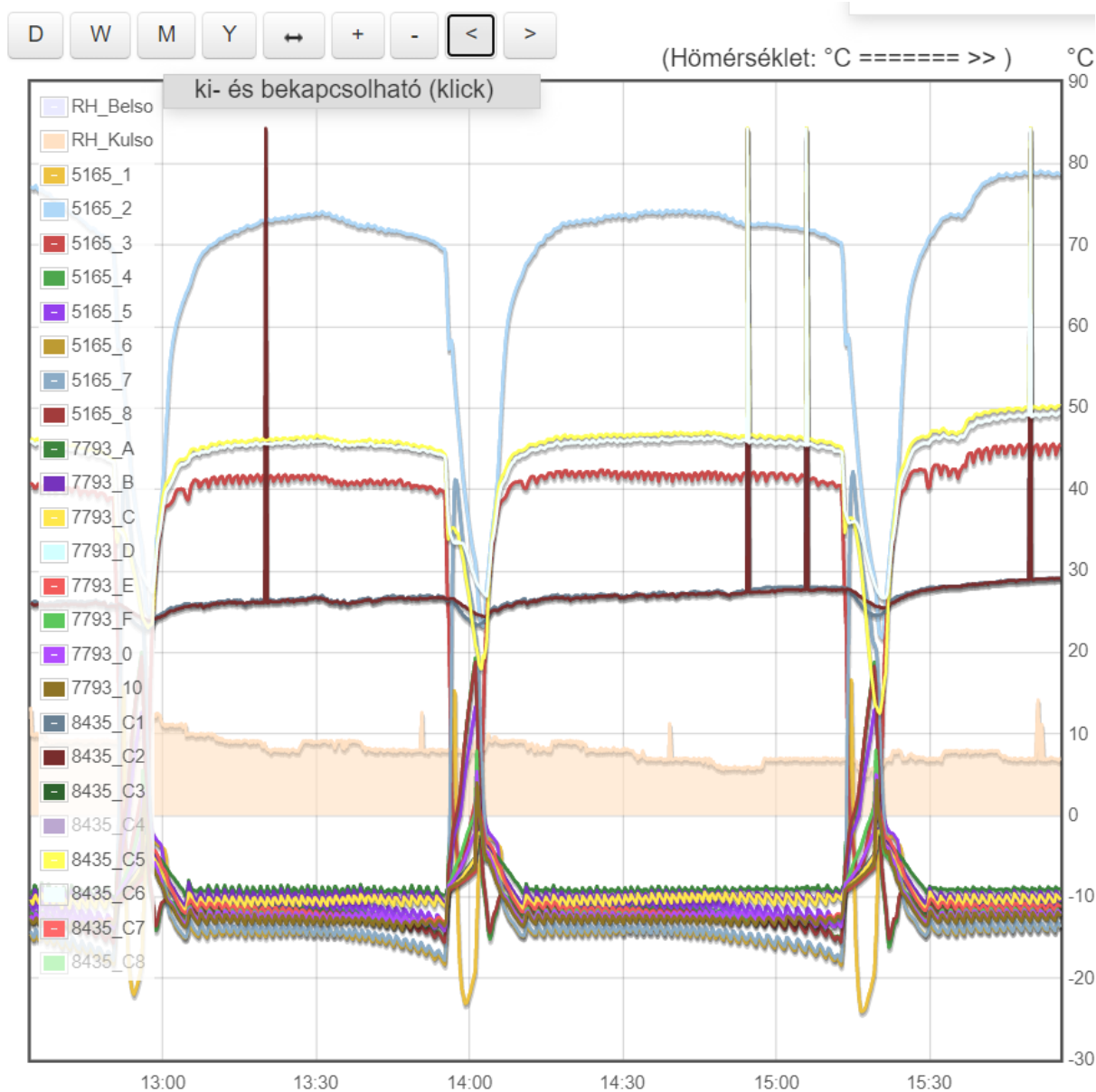
$$COP_{\text{ind}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}. \quad (3.7)$$

Ezzel az effektív értékekhez képest magasabb értékek adódnak ugyan, viszont a kompresszor típusától, belső hatásfokától, hajtási módjától függetlenül az eredményeket, tehát akár teljesen más kompresszorral megvalósított körfolyamattal is összehasonlíthatóak lesznek az eredmények. Ezzel kiküszöbölhető a különböző hőszivattyú konstrukciók közötti összehasonlítási probléma (Makhnatcha, 2014). Az eljárás kevésbé hasznos a felhasználó számára, hiszen neki leginkább az effektív COP érdekes az összes segédgép fogyasztásával, ugyanakkor igen hasznos lehet a termék fejlesztését végzőknek, vagy kutatóknak, hiszen segítségével alaposabban megismerhetik a hőszivattyúk egyes elemeinek viselkedését különböző beavatkozások, például egy esetleges hűtőközeg váltás hatására.

### 3.6.5 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

különböző megjelenítési megoldásokhoz hozzárendelni, megtekinteni. Ugyanakkor lehetséges az adatok exportálása .csv formátumba is, amely lehetővé teszi az excel programban történő kiértékelést. Az on-line megjelenítésre példa a 3.13. ábra, melyen a körfolyamat négy jellemző pontjának hőmérséklet-lefutása látható:



3.13. ábra Az intelligens mérőrendszer által megjelenített adatok az interneten

A két hőforrású hőszivattyú műszerei távleolvasásra nem alkalmasak, azok adatgyűjtését kézzel végeztem. Az adatrögzítés során mindig ugyanazt a leolvasási sorrendet alkalmaztam és az előzetesen optimálisnak talált 600s-os stabilizálódási időt minden esetben kivártam a beállítások befejezése és az adatrögzítés megkezdése között. Ezzel 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. A kiértékeléshez szükséges számítások menetét az alábbiakban ismertetem.

### 3.6.6 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.

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - y_i)^2}{n}}, \quad (3.8)$$

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.

### 3.6.7 A leolvasztási ciklusidők meghatározása

Munkám fontos részét képezte a levegő hőforrású hőszivattyúk leolvasztási ciklus idejének megismerése, melynek meghatározásához egyértelműen definiálni szükséges, mit tekint 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 mért energetikai jellemzők alapján a leolvasztási ciklus grafikus ábrázolását a 4.12. ábra mutatja be. A méréssorozatok legfontosabb eredménye a ciklus hossza, energia felhasználása, valamint a mért adatok egyezésének vizsgálata korábbi kutatások eredményeivel.

A 3.13. ábra elsődleges célja a mérő-adatgyűjtő rendszer által szolgáltatott adatok mintaszerű bemutatása, ugyanakkor megfigyelhető rajta, hogy a leolvasztási ciklusok mindig egy bizonyos üzemállapotban indulnak el, ezt az eredmények fejezetben részletesen bemutatom.



## 4 EREDMÉNYEK

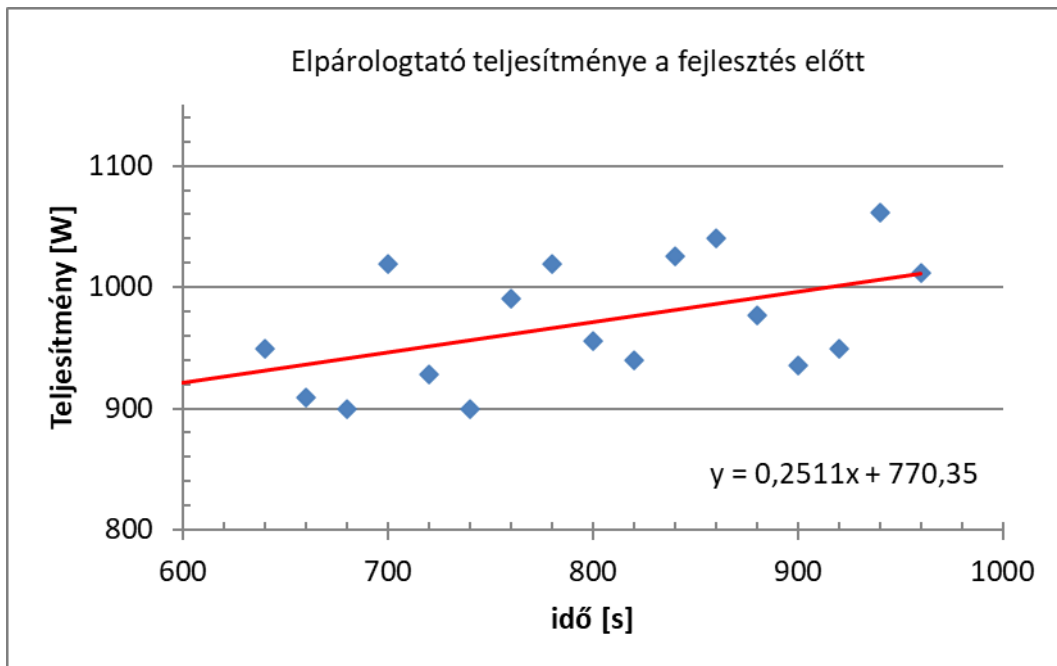
Ebben a fejezetben rendszerezve ismertetem a két mérőrendszerrel végzett mérések eredményeit, továbbá bemutatom a szoftveres számítások és a kidolgozott matematikai modellek eredményeit is. A két mérőrendszerre vonatkozó eredményeket külön-külön fejezetekben ismertetem.

### 4.1 A mérőrendszerek működésének igazolása

Az első fejezben a mérőberendezések próbaüzemei, előzetes beállításai során kapott eredményeket és azok hasznosítási lehetőségeit ismertetem. Mindkét vizsgált esetben csak a víz hőforrású elpárolgató üzemelt, mert így az összes fölvelt- és leadott hőt teljesítményt mérni tudtam. A kompresszor által fölvelt villamos teljesítmény bevonásával föl tudtam térképezni a rendszer veszteségeit, sorozatos adatrögzítéssel pedig a stabilizálódáshoz szükséges időt és a kialakuló lengéseket.

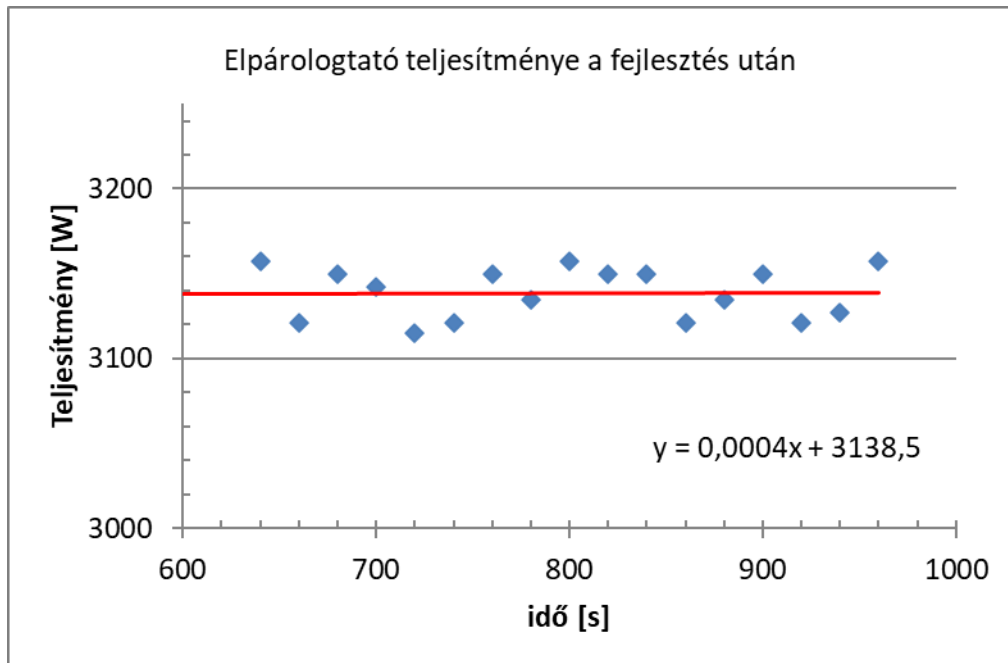
#### 4.1.1 A két hőforrású hőszivattyú fizikai modelljének működése

A mérőberendezés első próbái során erős lengéseket tapasztaltam a mért paraméterek esetében. Ugyancsak problémás volt a beállíthatóság, tekintve, hogy igen hosszú várakozási idővel sem sikerült teljes mértékben stabilizálni a rendszer működését. A lengéseket a 4.1. ábra mutatja be:



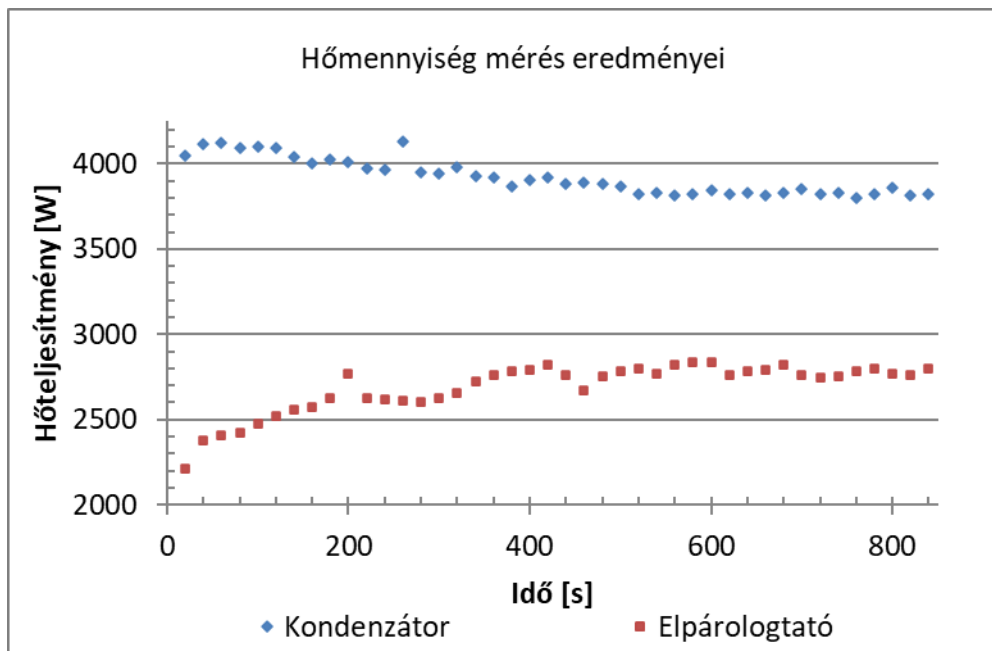
4.1. ábra Elpárolgató teljesítménye a fejlesztés előtt

Az RMSE értéke 45,7W-ra adódott, tehát az értékek még az illesztett trendvonal körül is szórtak és látható, hogy a rendszer 15 perc elteltével sem került stabil üzemállapotba. Ezt az illesztett trendvonal meredeksége is mutatja. Olyan egyszerű módosításokkal azonban, mint a termosztatikus szelep érzékelőjének áthelyezése, a túlhevítés kismértékű növelése (maximum 7K-re), valamint az elpárolgási nyomásszabályzó szelepek megfelelő beállítása, jelentős javulást értem el a rendszer stabilitása tekintetében. Az eredményeket a 4.2. ábra mutatja.



4.2. ábra Elpárologtató teljesítménye a fejlesztés után

Az RMSE értéke itt 13,9W-ra csökkent, ami figyelembe véve a közel háromszor nagyobb teljesítményt igen jó eredmény. Megfigyelhető, hogy az illesztett trendvonal gyakorlatilag vízszintes, tehát a vizsgált paraméter időfüggése megszűnt. Ugyancsak jelentős előrelépés, hogy a rendszer stabilizálódásához szükséges időt sikerült lezörítani 600s-ra, míg a módosítások előtt 950s sem volt elegendő.



4.3. ábra A teljesítmény stabilizálódásához szükséges idő

A 4.3. ábra az elpárologtató és a kondenzátor hőteljesítményét mutatja az idő függvényében, néhány másodperccel a rendszer indításától kezdve. Látható, hogy mindkét érték 600s után már

stabilnak tekinthető, szórásuk igen csekély, így a nyert eredmények további kiértékelésre felhasználhatók.

#### 4.1.2 A leolvasztási ciklusok hosszának vizsgálatára használt berendezés működése

Előzetes méréseim szerint fűtés nélkül a kamrát a vizsgált hőszivattyú  $-26^{\circ}\text{C}$ -ra hűtötte le, melyet a berendezés gyári védelme korlátozott. Ebben az üzemállapotban volt számítható a kamrába a falakon keresztül bejutó érzékelhető hőmennyiség. Számításaim szerint ez mindössze  $19,6\text{W/K}$  volt, a kamrában és a laborban uralkodó léghőmérséklet különbségére vonatkoztatva. A számítás során feltételeztem, hogy a kondenzátoron leadott hőteljesítmény az elpárologtatóban fölvelt és a kompresszor összesített teljesítménye. Mivel utóbbi kettőt mértem, így az elpárologtatón fölvelt teljesítmény számítható, ami gyakorlatilag megegyezik a kamrába bejutó érzékelhető hőárammal. Ez azt jelenti, hogy az általam alkalmazott beállítások esetében a falakon bejutó érzékelhető hőáram maximum  $530\text{W}$ -ra adódott, ami nem befolyásolta jelentősen a nedvesítés hatékonyságát. Minél nagyobb a bejutó érzékelhető hőmennyiség, annál kevésbé jut szerephez a látens hőbevitel. Az általam vizsgált esetben a bejutó érzékelhető hőteljesítmény az összes elvont hőteljesítmény  $20\%$ -át nem haladta meg, tehát nem befolyásolta lényegesen a mérést.

A leolvasztási ciklusok energetikai vizsgálata szempontjából szükséges ismernem a beltéri egység által forgalmazott levegő térfogatáramát, amit a 3.3.2 fejezetben leírtak alapján határoztam meg. csak a fűtési üzemmódban maximális fokozaton szállított légmennyiségre van szükségem, mely  $575\text{ m}^3/\text{h}$ -ra adódott. (a gyári érték  $600\text{ m}^3/\text{h}$ ) A mért térfogatáramot a továbbiakban állandó értéként használom fel a számításokhoz (4.1. táblázat).

A próbamérések során a  $-26\dots+15^{\circ}\text{C}$  kamra hőmérséklet tartományban végeztem méréseket. Ezek alapján megállapítottam, hogy a leolvasztási ciklusok hosszának megállapítása céljából legjobb a  $-10\dots+2^{\circ}\text{C}$  tartományt vizsgálni, ezen belül a „referencia” leolvasztási ciklusként a  $-5^{\circ}\text{C}$ -on regisztráltakat jelöltem meg, tekintve, hogy ennél alacsonyabb külső hőmérséklet csak ritkán, és egyre ritkábban fordul elő hazánkban.

4.1. táblázat A beltéri egységen mért térfogatáramok

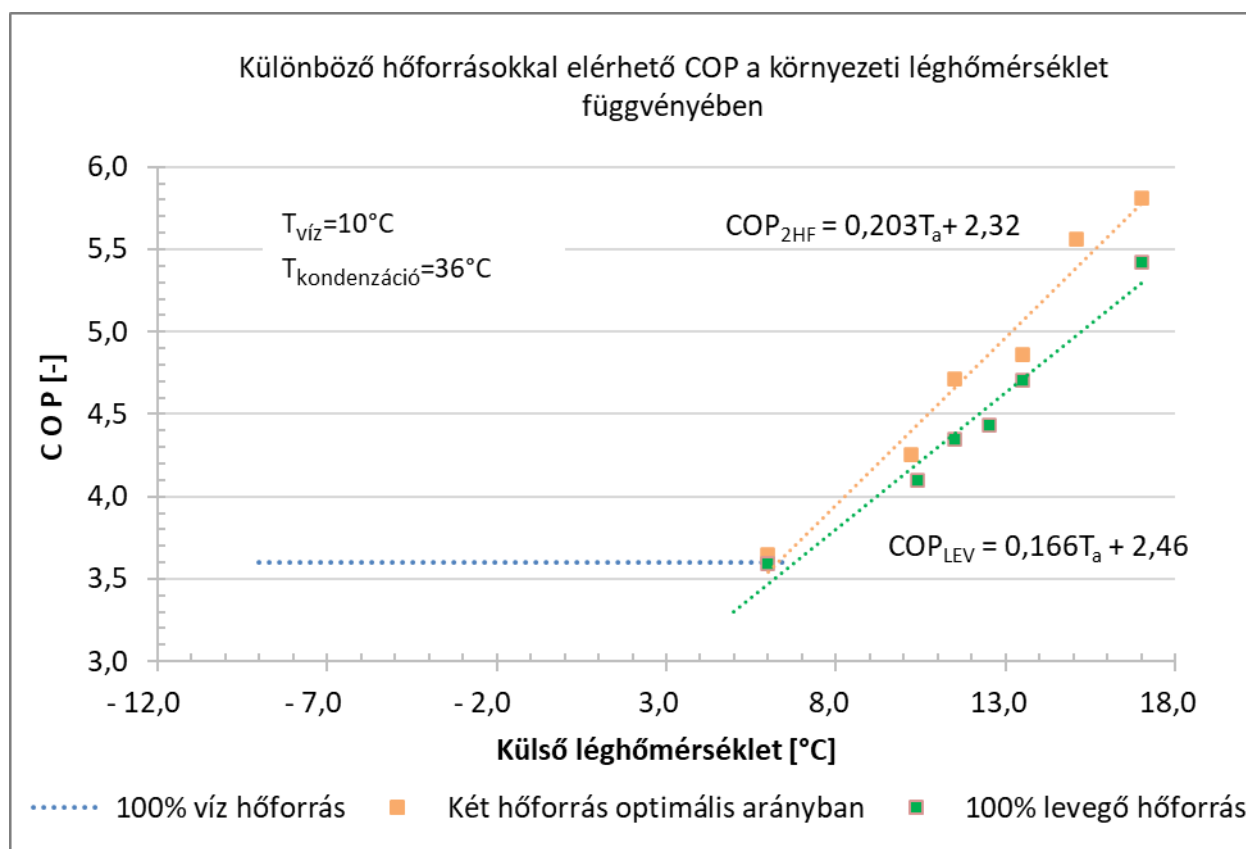
Üzem mód	Fokozat	Átlagos beszívott levegő sebesség [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]	Légmennyiség [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]	Gyári érték [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]
Fűtés	1 (minimum)	0,90	3564	430
	2	1,00	3960	
	3 (közepes)	1,10	4356	
	4	1,20	4752	580
	5 (maximum)	1,40	5544	
	Super	1,55	6138	600
Hűtés	1 (minimum)	1,20	4752	430
	2	1,30	5148	
	3 (közepes)	1,50	5940	580
	4	1,70	6732	
	5 (maximum)	1,80	7128	600
	Super	2,10	8316	

## 4.2 A több hőforrású hőszivattyús rendszer kísérleti eredményei

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

### 4.2.1 Levegő és víz hőforrás egyidejű, párhuzamos üzemének vizsgálata

Az első kísérletsorozat, amit elvégeztem a párhuzamosan kapcsolt hőforrásokkal elérhető teljesítmény tényező vizsgálata volt. Összehasonlításához 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 összehasonlításához állandó 10°C-ra, a légkamra hőmérsékletét pedig +6...18°C között állítottam be, és a hozzá tartozó teljesítmény tényezőt ábrázoltam. Az eredményeket a 4.4. ábra mutatja.



4.4. ábra Különböző hőforrásokkal elérhető COP a környezeti léghőmérséklet függvényében

A két hőforrás alkalmazásánál a 3.4 fejezetben ismertetett önszabályzó beállítási módszert alkalmaztam, a 100% víz illetve 100% levegő hőforrás vizsgálatánál a komplementer hőforrást lekapcsoltam, fajtás alkalmazása indokolatlan volt.

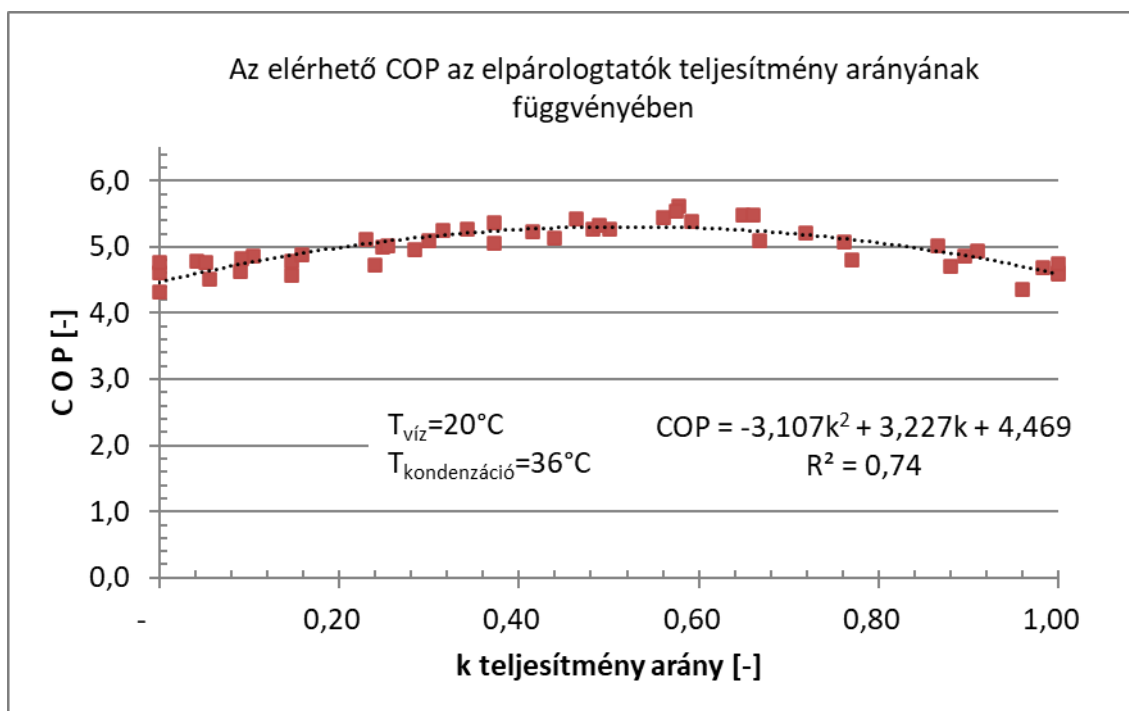
Megfigyelhető, hogy +6°C-nál magasabb külső hőmérsékleten a két hőforrás alkalmazása a legkedvezőbb teljesítmény tényezőt eredményezi, míg alatta a 100% víz hőforrás alkalmazása bizonyult gazdaságosnak. A két hőforrás COP-jét leíró  $\text{COP}_{2\text{HF}}$  összefüggés meredeksége meghaladja a 100% levegő hőforrás alkalmazása esetén elérhető  $\text{COP}_{\text{LEV}}$  összefüggés meredekségét, így a +6°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

elpárolgatók 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.

#### 4.2.2 Párhuzamosan üzemelő elpárolgatók teljesítmény arányának beállítása nyomásszabályzó szeleppel

Ebben az esetben az volt a célom, hogy az egyes elpárolgatók 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...20°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...+7°C tartományban alakultak. A mérési adatok és a belőlük számított részeredmények a 7. fejezetben találhatóak, összesen több, mint 1500 mért és származtatott eredmény.

A 4.5. ábra a párhuzamosan kapcsolt víz- és levegő hőforrású elpárolgatók 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  $COP = -3,107k^2 + 3,227k + 4,469$  0,74-es illeszkedés és  $RMSE=0,162$  mellett.



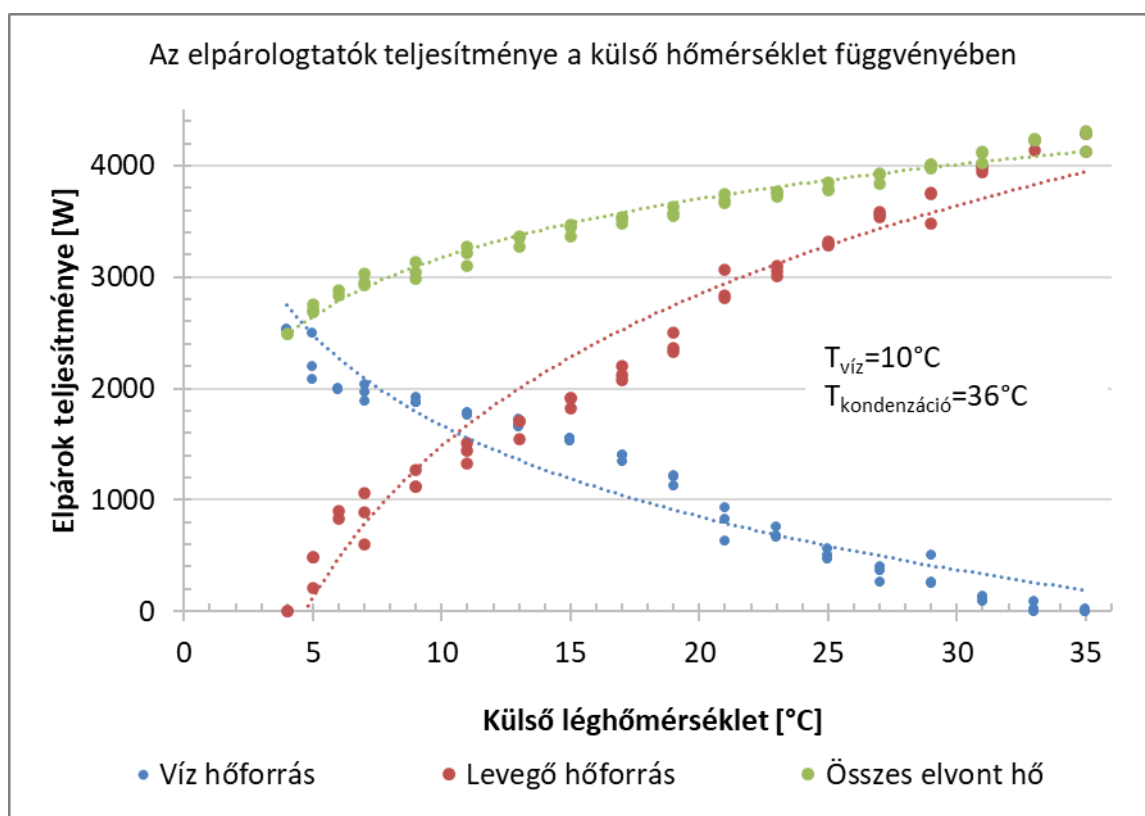
4.5. ábra Az elérhető COP az elpárolgatók teljesítmény arányának függvényében

Megállapítható, hogy egy ilyen egyszerű szabályozási mód alkalmazása esetén sem lesz 10%-nál nagyobb a teljesítmény tényező csökkenése 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.

#### 4.2.3 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  $36^{\circ}\text{C}$ -on tartottam, és 16 különböző beállítást vizsgáltam három ismétléssel. A levegő hőforrás hőmérsékletét  $35\dots 5^{\circ}\text{C}$  között állítottam be, a víz hőforrást pedig állandó  $10^{\circ}\text{C}$ -on tartottam. A mérési adatok és a belőlük számított részeredmények a 7. fejezetben találhatóak, mintegy 1500 mért és származtatott eredmény. Ezek közül a kiértékelés szempontjából fontosakat a 4.6. ábra mutatja.

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.



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

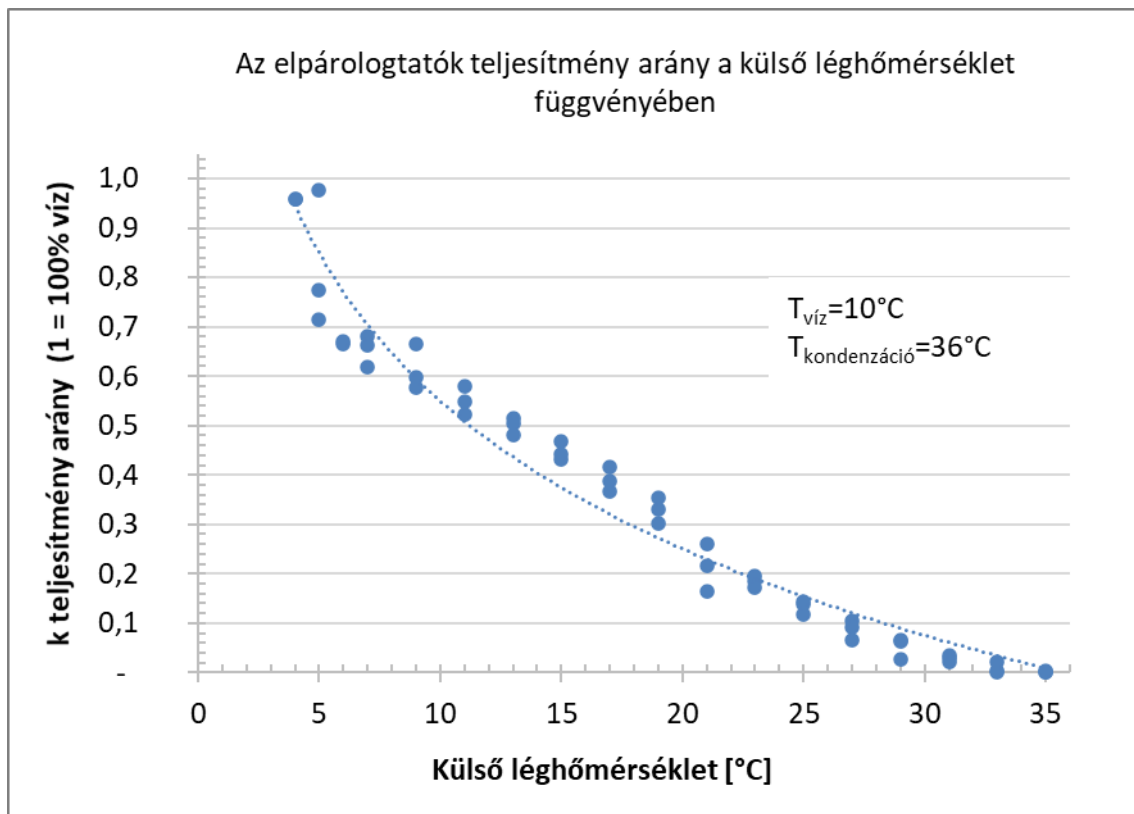
Az ábrán megfigyelhető, ahogy a léghőmérséklet változása befolyásolja a két elpárolgató összteljesítményét. A levegő hőforrás hőmérséklete a mérés során kizárólag a levegő hőforrást hasznosító elpárolgatóra, ezen keresztül az egész hűtőkörre gyakorol hatást, nem gyakorol hatást viszont a víz hőforrást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

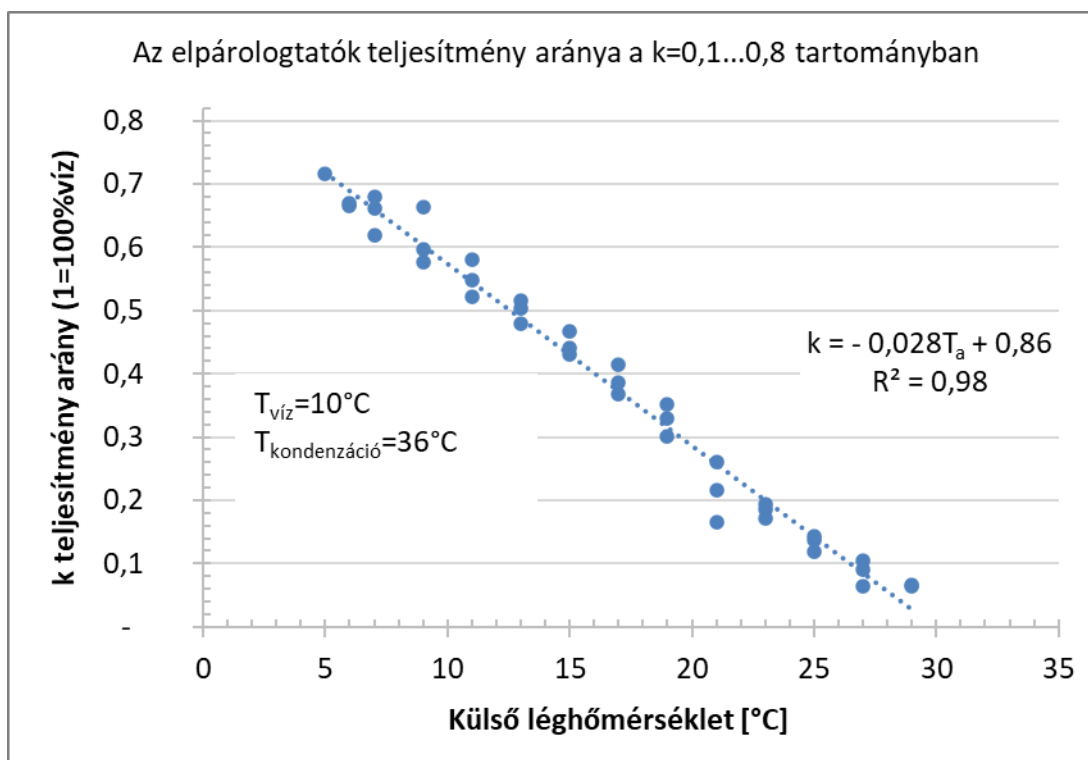
A kísérleti eredmény gyakorlati hasznosítását vizsgálva elmondható, hogy ezzel elkerülhető a levegős elpárolgató deresedése, illetőleg ha ki is alakul deresedés, az nem befolyásolja hátrányosan az üzemet, hiszen az eljegesedett hőcserélő gyakorlatilag önműködően lekapcsol, majd a külső hőmérséklet emelkedésével újra szerephez jut. Ezzel jelentős üzemidő csökkenést kerülhetünk el, ahogy azt a 4.3.3 fejezetben kifejttem.

A 4.7. ábra a „k” teljesítmény arány alakulását mutatja a külső léghőmérséklet függvényében.



4.7. ábra Az elpárolgatók teljesítmény aránya a külső léghőmérséklet függvényében

Az ábrán megfigyelhető, hogy a  $k=0...1$  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 4.8. ábra mutatja.



4.8. ábra Az elpárolgatók teljesítmény aránya a  $k=0,1\dots0,8$  tartományban

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

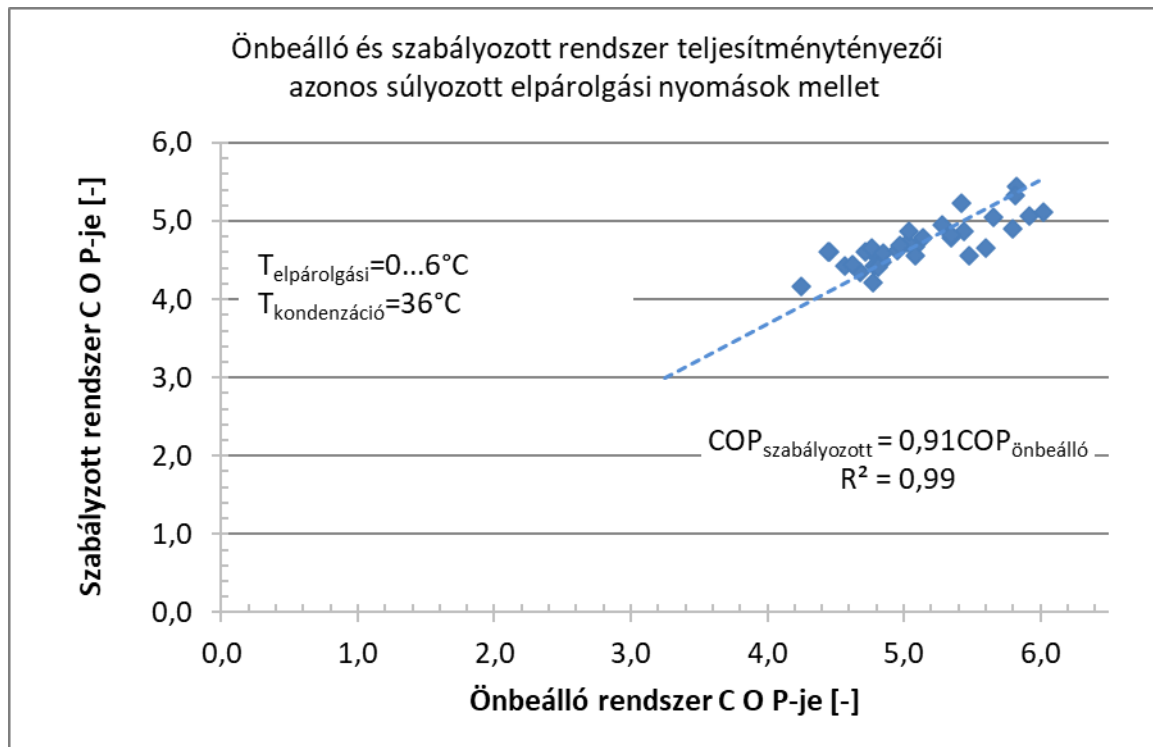
#### 4.2.4 A szabályozott és az önbeálló rendszer összehasonlítása

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  $0\dots+6^\circ\text{C}$  elpárolgási hőmérséklet tartományban  $20^\circ\text{C}$  víz hőforrás és  $36^\circ\text{C}$  kondenzációs hőmérséklet mellett, az eredményeket a 4.9. 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 elpárolgatókat rendszerként modellezzek egy elpárolgató 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.





4.9. ábra Önbeálló és szabályzott rendszer teljesítménytényezői azonos súlyozott elpárolgási nyomások mellett

#### 4.2.5 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.

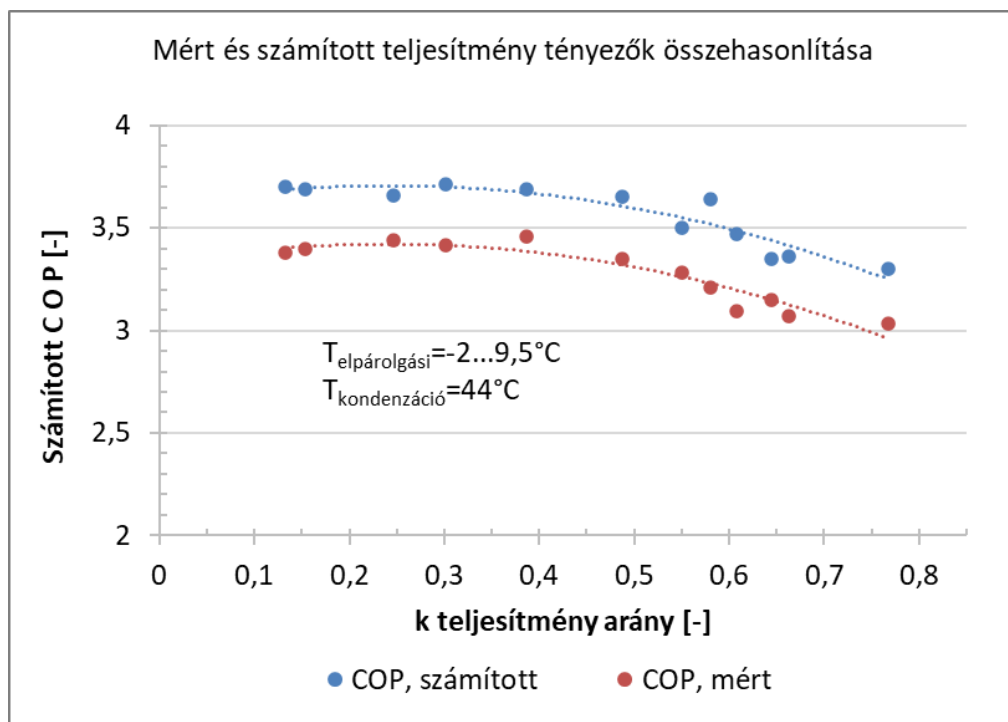
A modellezéshez a Solkane 7.0 szoftvert használtam fel. A két hőforrás két külön körfolyamatként került modellezésre, a közös paraméter az elpárolgási hőmérsékletek teljesítmény-arány szerint súlyozott átlaga volt. A modell bemenő paraméterei az elpárolgási és kondenzációs hőmérsékletek, valamint az elpárolgató teljesítménye volt, melyeket mérésrel, illetve a 3.6.2 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  $44^\circ\text{C}$ ) végeztem 12 különböző elpárolgási beállítással a  $-2 \dots +9,5^\circ\text{C}$  tartományban, mely 10 különböző  $k$  teljesítmény arányt eredményezett a  $k=0,1 \dots 0,8$  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 bevitel itt hasznosul. Az eredményeket ill. azok egyezőségét a 4.10. ábra mutatja.

Látható, hogy sikerült egyszerű összefüggést találni jó illeszkedéssel és minimális,  $\text{RMSE}=0,068$  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:

$$Q_{\text{evap}} = \dot{Q}_{\text{víz}} + \dot{Q}_{\text{levegő}}, \text{ és} \quad (4.1)$$

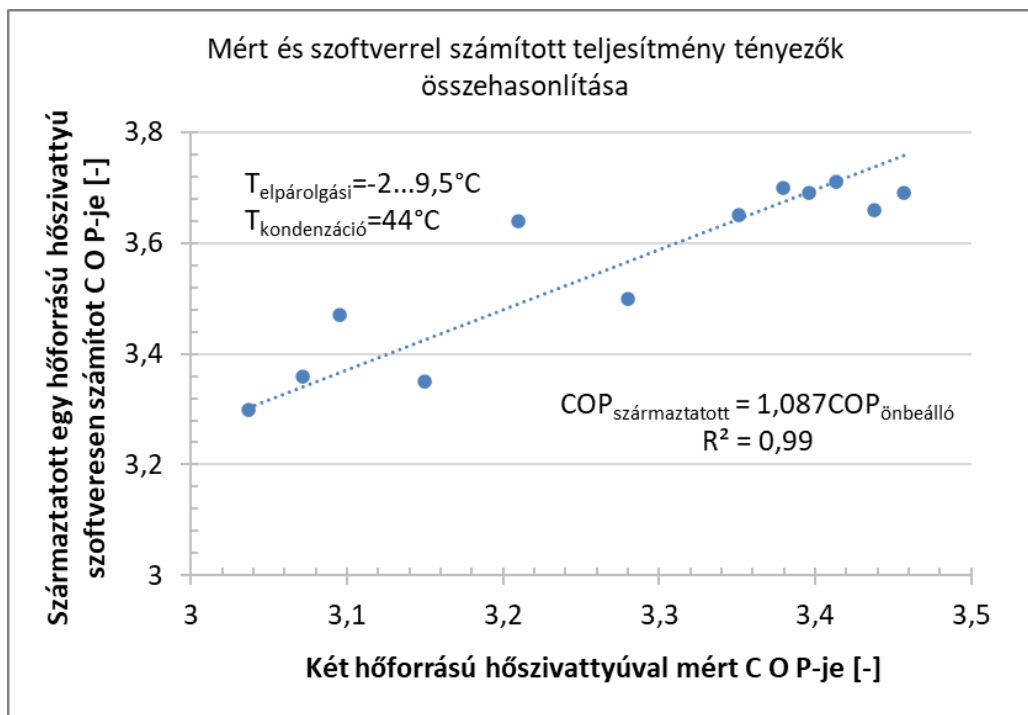
$$P_{\text{evap}} = 1,087 \cdot (k \cdot P_{E6} + (1 - k) \cdot P_{E5}). \quad (4.2)$$

Az ismertett 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.



4.10. ábra Mért és számított jellemzők összehasonlítás szoftveres modell validálásához

A mért és a számított jellemzők összefüggését vizsgálva megállapítottam, hogy a kettő közötti matematikai összefüggés egyszerű formában felírható, ahogy azt a 4.11. ábra szemlélteti.



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

### 4.3 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.

#### 4.3.1 A leolvasztási ciklusok adatainak elemzése

A leolvasztási folyamattal kapcsolatban a gyártók csak ritkán, vagy nem kellő részletességgel közölnek adatokat, és a szakirodalomban sem lelhető föl pontos iránymutatás az általam vizsgált berendezés típusra jellemző teljesítmény csökkenésére vonatkozóan a hazai időjárási körülmények esetére. Fölvetésem szerint nem a gyors, hanem az optimális leolvasztási ciklus elérése lenne a cél, melynek alapvető feltétele a hőcserélő tökéletes dérmntesítése. Ehhez szükséges a körfolyamat megfordítása, ami a nyomás kiegyenlítődés miatt időigényes, az így kiesett üzemidőben pedig nincs hasznos hőleadás, az átlagos teljesítmény csökken. Ezért szükséges a leolvasztási ciklusok hosszának pontos meghatározása.

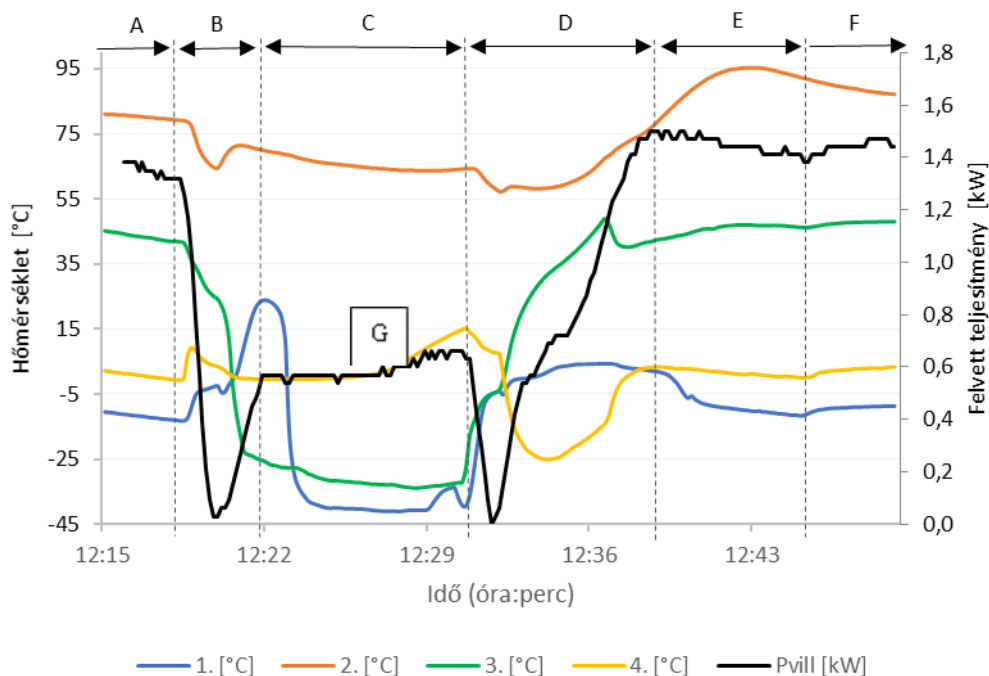
A fűtési szezon egy részében napokon keresztül előállhat  $-5...+5^{\circ}\text{C}$  közötti hőmérséklet mellett magas páratartalom, vagy éppen köd. Ez a körülmény nehezen kezelhető egy közel teljes teljesítményen dolgozó levegő hőforrású hőszivattyú szempontjából, hiszen elpárologtatója rövid idő alatt el fog jegesedni. Fontos kiemelni, hogy a lamellák hőmérséklete függ a hőcserélő méretezésétől, máshonnan közelítve: a terheléstől, valamint a telepítési körülményektől. Adott méretű hőcserélő kisebb hőelvonást kisebb hőmérséklet-különbséggel valósít meg, azaz alacsonyabb külső hőmérséklet esetén hűlnek a lamellák  $0^{\circ}\text{C}$ -ra, ritkábban lesz szükség leolvasztásra. Ugyanakkor a levegő nedvességtartalmának kondenzációja energetikailag hasznos az elpárologtató üzemében, hiszen részben izoterm hőelvonást tesz lehetővé. Vizsgálataim elsődleges célja tehát adott időjárási viszonyok mellett a leolvasztási folyamat hosszának meghatározása, továbbá a folyamat során a fűtött térből történő hőelvonás és a felhasznált villamos energia mennyiségének megismerése. Mindössze érintőlegesen vizsgáltam a leolvasztási ciklusok periódusidejének alakulását, ezt számításaim során szakirodalmi források alapján vettem figyelembe.

4.2. táblázat A leolvasztási ciklus szakaszai, részfolyamatai és időtartamai

Szakasz jelölése	Részfolyamat	Időtartam [s]
A	normál fűtési üzem	~1500
B	kompresszor leterhelése és a körfolyamat megfordítása	200
C	fordított ciklusban történő leolvasztás	520
D	a körfolyamat visszafordítása és a kompresszor fölterhelése	450
E	a kondenzátor ismételt fölmelegítése	400
F	normál fűtési üzem	~1500

A bevezetőben célul tűzött mennyiségeket, valamint a leolvasztási folyamat időtartamát és a periódusidőt sikerült meghatároznom a mérések során. A mérések során, stabilizálódott üzemiállapotban a ciklusok azonos időközönként követték egymást, miközben a relatív

páratartalom mindvégig legalább 85% volt. A kültéri egység körüli térben (a kamrán belül) közel állandóan sikerült  $-5^{\circ}\text{C}$  hőmérsékletet tartani. A 4.12. ábra A leolvasztási ciklus jellemző hőmérséklet lefutása egy leolvasztási ciklust mutat. A logP-h diagramban szokásos jelölésekkel (1. – 2. – 3. – 4.) ábrázoltam a körfolyamat jellemző pontjainak hőmérsékletét. Ugyanitt látható a felvett villamos teljesítmény is. A 4.2. táblázat mutatja az egyes szakaszokhoz kapcsolódó részfolyamatok elnevezését és időtartamát.



4.12. ábra A leolvasztási ciklus jellemző hőmérséklet lefutása. A szakaszok magyarázatát lásd a szövegben.

Az egyes mérési pontok rövid leírását a 4.3. táblázat tartalmazza.

4.3. táblázat A leolvasztási ciklus mérési pontjai a hűtőkörön belül

Mérési pont jelölése	Mért jellemző
1	Kompresszor szívó oldal-elpárolgató kilépő oldal [ $^{\circ}\text{C}$ ]
2	Kompresszor nyomó oldal-kondenzátor belépő oldal [ $^{\circ}\text{C}$ ]
3	Kondenzátor kilépő oldal [ $^{\circ}\text{C}$ ]
4	Elpárolgató kilépő oldal [ $^{\circ}\text{C}$ ]
P <sub>vill</sub>	Teljes rendszer villamos teljesítmény felvétele [kW]

A 4.12 ábra elemzése során az alábbi megállapításokat tettem az egyes szakaszok vonatkozásában:

„A” szakasz: Normál fűtési üzem

„B” szakasz: megfigyelhető a felvett villamos teljesítmény csökkenése egészen nullára, majd a kompresszor fölterhelése kb. 0,5 kW-ra. Tekintve, hogy a teljesítméymérés a ventilátorokra is kiterjed, az itt megjelenített értékek nem csak a kompresszor teljesítményét reprezentálják.

„C” szakasz: a körfolyamat 1. és 3. pontjának hőmérséklete erősen csökken, egészen  $-40^{\circ}\text{C}$ -ig. Mivel a 3. pont ebben az üzemmódban a beltéri egység hőcserélőjének végén helyezkedik el, várhatóan a beltéri egységből hűvös levegő távozik, ami befolyásolhatja a komfortérzetet, bár a beltéri ventilátora ekkor áll, ez a következő diagramon megfigyelhető lesz.

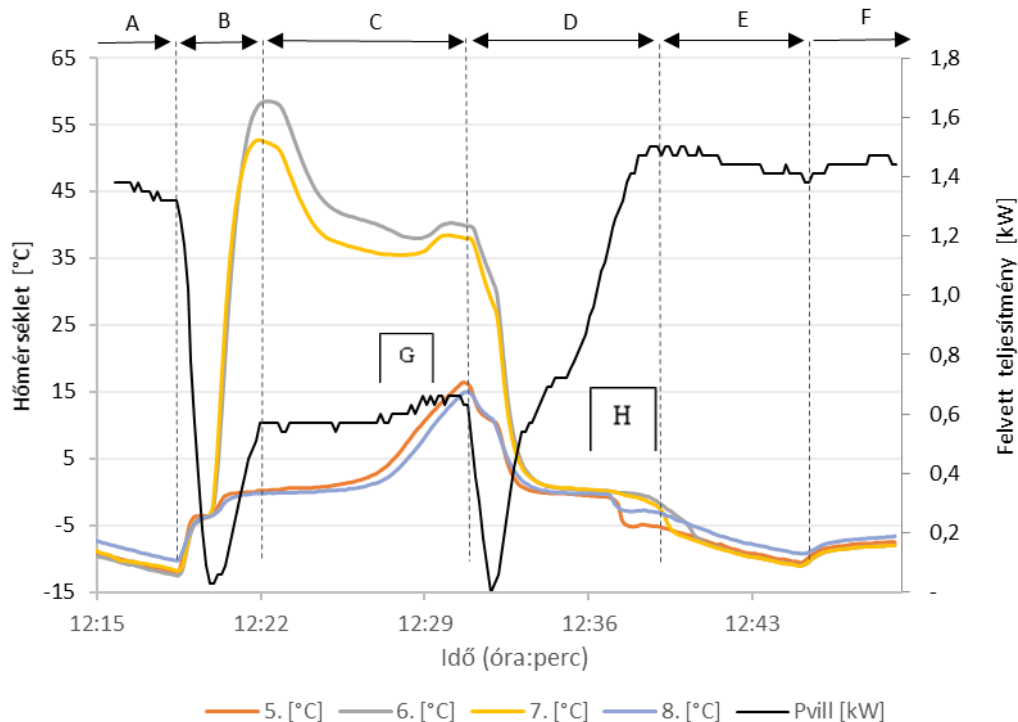
„G” pont: Ekkor a körfolyamat 4. pontjának hőmérséklete emelkedni kezd az addigi közel állandó szintről. Feltételezhetjük, hogy ekkor fejeződik be a kültéri hőcserélőjén –ami ebben az üzemállapotban kondenzátor- a felhalmozott dér halmazállapot változása. A jelenség az 5. ábrán is jól megfigyelhető.

„D” szakasz: Itt ismét a kompresszor leterhelése, a körfolyamat visszafordítása majd a kompresszor felterhelése figyelhető meg a villamos teljesítmény alapján. A felterhelés az üzemi szintre történik, miközben a beltéri egység ventilátora állva marad, segítve ezzel a megfelelő komfort kialakítását.

„H” pont: Ekkor a körfolyamat 3. és 4. pontjának hőmérséklete hirtelen megváltozik. Ekkor kapcsol be a beltéri egység ventilátora, és okoz hirtelen hőelvonást a kondenzátor oldalon. (A körfolyamat visszafordítása után a beltéri egység hőcserélője ismét kondenzátorként funkcionál.)

„E” szakasz: A kamrában a fűtés még nem üzemel, hiszen a leolvasztás során annak belső hőmérséklete némileg megemelkedett. Ennek megfelelően a körfolyamat 1. pontjának hőmérséklete csökkenni kezd, a 2. pont pedig emelkedik.

„F” szakasz: Az utolsó szakasz kezdetével a kamra fűtés bekapcsol, így a kültéri egység egyre melegebb hőmérsékletre kerül. A változás itt már minimális, inkább a beltéri egység által kifűjt levegő hőmérsékletén figyelhető meg.



4.13. ábra A leolvasztási ciklus jellemző hőmérséklet lefutása

Ezzel a folyamat befejeződött, azonban nagyon fontos nyomon követni ugyanilyen időbeosztás mellett a kültéri egység hőcserélőjének kivezetéseinek hőmérséklet változásait. Az egyes mérési pontok rövid ismertetését a 4.4. táblázat mutatja.

4.4. táblázat A leolvasztási ciklus mérési pontjai a hűtőkörön belül

Mérési pont jelölése	Mért jellemző
5	Kültéri hőcserélő 1. kivezetése (fojtás felé)
6	Kültéri hőcserélő 1. bevezetése (kompresszor felé)
7	Kültéri hőcserélő 2. bevezetése (kompresszor felé)
8	Kültéri hőcserélő 2. kivezetése (fojtás felé)
Pvill	Teljes rendszer villamos teljesítmény felvétele [kW]

A 4.13. ábra elemzése során az alábbi megállapításokat tettem:

„A” szakasz: Normál fűtési üzem

„B” szakasz: Igen jól megfigyelhető, hogy a körfolyamat megfordításával a kültéri hőcserélőre rögzített érzékelők közül 6-os és a 7-es hőmérséklete  $-10^{\circ}\text{C}$ -ról  $50^{\circ}\text{C}$  fölé emelkedik. Ez azt jelenti, hogy a berendezés jelen üzemállapotában ez a körfolyamat 2. pontjának felel meg. A beltéri egység ventilátora ebben a szakaszban kapcsol le.

„C” szakasz: A kültéri egység ventilátorának alacsony fordulaton történő járatásával a 6;7 mérési pontok hőmérséklete csökken, az 5;8-as pontok hőmérséklete viszont  $0^{\circ}\text{C}$  körül stabilizálódik, egészen a „G” pontig.

„G” pont: A dér ekkorra felolvad, ezért a hőcserélő kivezető csövein is el tud kezdeni emelkedni a hőmérséklet. Ez a hőmérséklet emelkedés egészen  $15^{\circ}\text{C}$ -ig tart, ami azt jelenti, hogy a hőcserélő nagy része ennél melegebb. Ez az érték jól egyezik a szakirodalmi áttekintésben talált információval, miszerint a leolvasztást akkor találták kielégítőnek, ha a hőcserélő  $+20^{\circ}\text{C}$ -ra melegedett annak ellenére, hogy a dér leolvadása már  $+1^{\circ}$ -on is végbemegy.

„D” szakasz: A kültéri egység fűtés üzemre vált és fölterheli a kompresszort. A beltéri komfort növelése és a megfelelő nyomásviszonyok kialakítása érdekében a beltéri egység ventilátora ekkor még nem üzemel, gyakorlatilag nem történik hasznos hőleadás.

„H” pont: A beltéri egység ventilátora bekapcsol.

„E” szakasz: Itt is megfigyelhető a kültéri egység hőcserélőjének (itt: elpárologtató) hőmérséklet stabilizálódása. Ez egyértelmű nyoma a kamra fűtés bekapcsolásának, innentől stabil hőmérsékleten tartható a kültéri egység.

Vizsgálataim során sikerült tehát megismerni egy berendezés adott időjárási körülmények mellett automatikusan lefutó leolvasztási programját, illetőleg annak hőmérsékleti viszonyait a körfolyamat jellemző pontjaiban. Az adatok kiértékelése és a szükséges számítások elvégzése után adódó eredményeket és azok értékelését a következő fejezetben ismertetem.

#### 4.3.2 A leolvasztási ciklus mérési eredményeinek értékelése

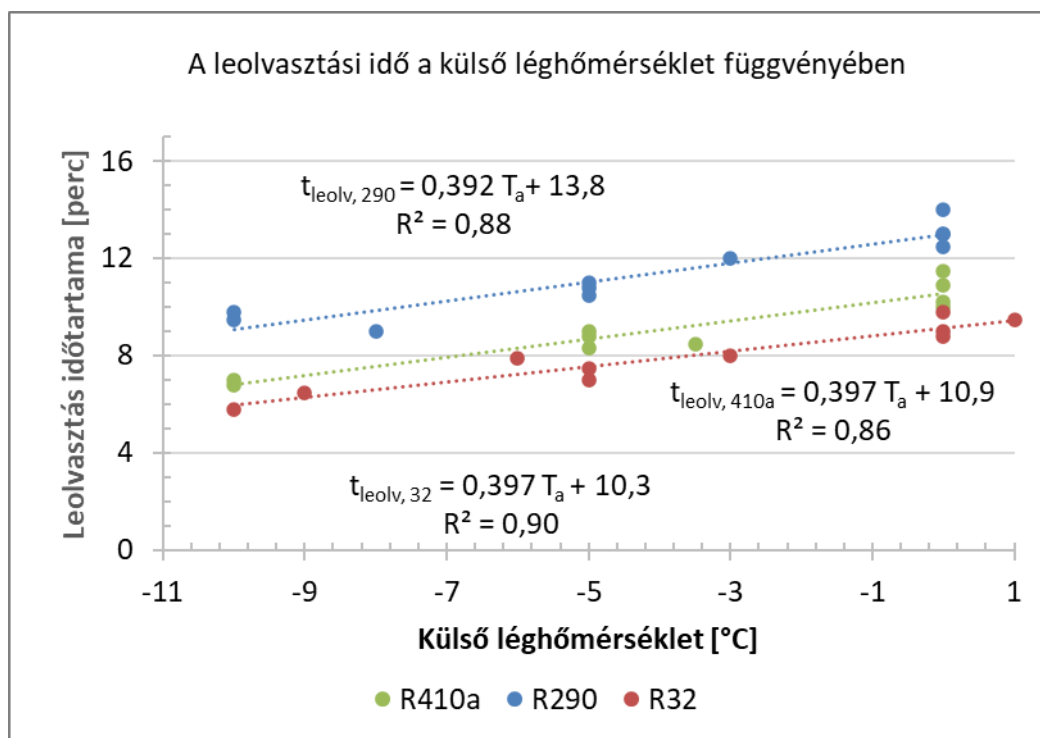
Tekintve, hogy nem ismeretes a leolvasztási ciklus pontos definíciója, az általam alkalmazott eljárást röviden ismertetem: Leolvasztási ciklusnak tekintem azt az időszakot, ami a kompresszor két zérus teljesítményű időpillanata közé esik. Az időszak során hőelvonás is tapasztalható a fűtött térből. Ennek mértékét a leolvasztási cikluson belül (4.12. ábra „C” szakasz, 8 perc 26 másodperc) a kompresszor által fölvetett 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 üzemen kívüli ventilátoron keresztül gravitációs úton áthaladó levegő hűtésére fordítódik. A mérési eredményeket összefoglaló jelleggel a referenciának választott üzemállapotra ( $-5^{\circ}\text{C}$  külső- és  $22^{\circ}\text{C}$  belső hőmérséklet, 85% RH) vonatkozóan a 4.5. táblázat mutatja.

4.5. táblázat A referencia leolvasztási ciklus energetikai jellemzői

Leolvasztás periódusideje	60 [perc]	Üzemi hasznos teljesítmény	4,06 [kW]
Leolvasztási ciklus hossza	13 [perc]	Üzemi fölvetett teljesítmény	1,45 [kW]
COP leolvasztással	2,38 [-]	Leolvasztáskor fölvetett teljesítmény	0,72 [kW]
COP leolvasztás nélkül	2,80 [-]	Leolvasztáskor elvont teljesítmény	0,152 [kW]

Az adatok elemzése során megbizonyosodtam róla, hogy az 4.12. ábra 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 méréssorozatnak, 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 csökkenti a hasznos teljesítmény átlagos értékét. A leolvasztási ciklusok során fölvetett 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 fölvetett hőmennyiség az összes környezetből fölvetett hőmennyiség arányában meghaladhatja a 10%-ot.

A leolvasztási ciklusok hosszának meghatározását célzó méréseket két berendezésen végeztem a 2...4kW teljesítmény tartományban  $-10$  és  $+1^{\circ}\text{C}$  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.



4.14. 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 dór-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, célom 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 hőteljesítmény 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  $+2^{\circ}\text{C}$ -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 3.13. ábra 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 keletkezhesen. 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

$$t_{leolv} = L \cdot T_a + E \quad (4.3)$$

általános összefüggés ír le, ahol az L és E konstansok az általam vizsgált hűtőközegekre a 4.6. táblázat szerint alakulnak.

4.6. táblázat Az általam meghatározott konstansok az egyes hűtőközegekre

Hűtőközeg	L	E	R <sup>2</sup>	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 R<sup>2</sup> 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.

#### 4.3.3 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 időjárési 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 hűtőközegegre:

$$t_{leolv\ 410} = L_{410} \cdot T_a + E_{410} \quad (4.4)$$

ahol:

T<sub>a</sub> 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:

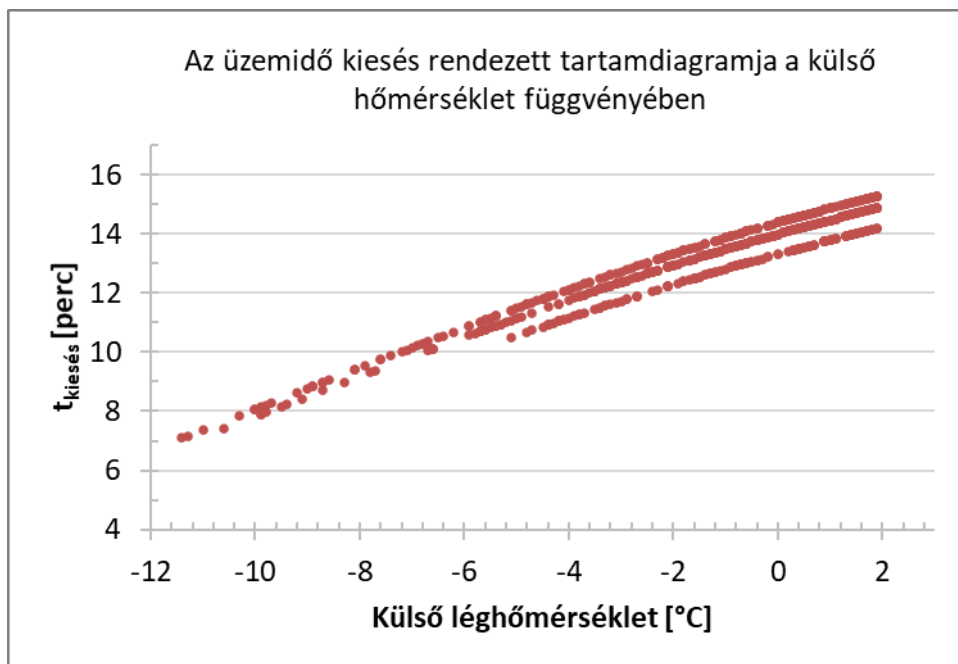
$$t_{ciklus} = t_{opt} + t_{leolv} \quad (4.5)$$

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<sub>opt</sub> és t<sub>leolv</sub> értékeit, melyekből számíthatóvá vált az üzemidő csökkenés aránya:

$$t_{kiesés} = \sum t_{leolv}, \text{ és} \quad (4.6)$$

$$X = \frac{t_{\text{kiesés}}}{t_{\text{fűtés}}} \quad (4.7)$$

Magyarországi átlagos körülmények esetén  $t_{\text{fűtés}}=4000\text{h}$ , ezzel  $X=4,4\%$ -ra,  $t_{\text{kiesés}}=177$  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. A 4.15. ábra mutatja az egyes léghőmérsékletekhez tartozó üzemidő kiesések rendezett tartamdiagramját.

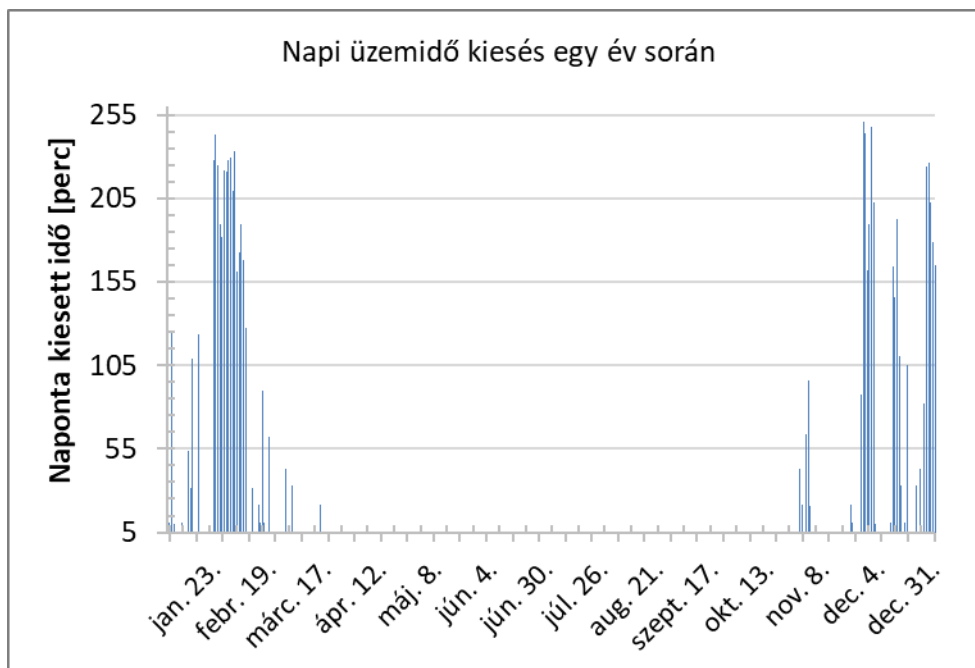


4.15. ábra Az üzemidő kiesés rendezett tartamdiagramja

Az 4.16. ábra mutatja a naponta bekövetkező üzemidő kiesést egy év során. Megfigyelhető, hogy ezek a kiesések a fűtési időnyen belül is mindössze néhány tíz napra koncentrálnak, így az éves 177 óra kiesett üzemidő a kritikus napok jelentős részében meghaladja a két órát. Ha figyelembe vesszük, hogy ez már az üzemidő 10% körüli csökkenése, akkor láthatóvá válik, hogy a külső hőmérséklet csökkenésével amúgy is csökkenő hasznos teljesítményt pótlékkal kell méretezni.

Ez a tény rámutat, hogy az általam vizsgált két hőforrással rendelkező hőszivattyú telepítési többletköltségének megítélése nem magától értődik. 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 ellátnák 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 üzem 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.



4.16. ábra A naponta bekövetkező üzemidő kiesés

#### 4.4 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 energiaveszteség 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°C léghőmérséklet alatt nullára csökken, így az elpárolgotató 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 elpárolgotatók teljesítmény aránya szerint súlyozott átlagos elpárolgási nyomás függvényeként.*

A levegő hőforrást hasznosító elpárolgotatók deresedése szempontjából kritikus 0...+6 °C elpárolgási hőmérséklet tartományban – +20 °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

$$COP_{\text{szabályozott}} = 0,91COP_{\text{önszabályzó}}$$

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

5. *A két párhuzamosan kapcsolt elpárologtatóval rendelkező hőszivattyú modellezhető egy elpárologtatóként az elpárologtatók teljesítmény aránya szerint súlyozott elpárolgási nyomás alkalmazásával.*

Két hőforrás egyidejű, párhuzamos, fojtással szabályozott alkalmazásával –  $-2\dots+9,5$  °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  $RMSE=0,25$  mellett- meghatároztam a

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

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

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

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

$2\dots4$ kW hasznos fűtési teljesítmény tartományba eső levegő-levegő hőszivattyúkon – háromféle hűtőközeg töltettel  $-10\dots0$  °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 elpárologtató 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 elpárologtatók 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  $+5\dots+30$  °C között  $2$  °C-os lépcsőkben beállított levegő hőforrás- és  $36$  °C kondenzációs hőmérséklet esetén – az elpárologtatók 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 elpárologtató.

## 5 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 üzemi állapotokban (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 találgattam 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.

## 6 SUMMARY

In the initial phase of my research, I conducted a literature search on several subfields, which, in addition to processing the scientific results of the utilization of several heat sources so far, covered the possibilities of refrigerant change, defrosting methods and defining defrost cycles. In addition to a number of useful information, I also found shortcomings in the literature search, for example, the possibilities of using several heat sources in parallel were not or were not examined in the way I suggested. Also, one of the disadvantages of the air heat source, the defrost cycle and its energy, with special regard to the relationship with the outside temperature, has not been studied in detail. I did not find any example of describing the evaporators operating in parallel in the cooling circuit modeling software, a problem which I managed to solve as a result of my work.

In the course of my work, I have found that it is possible and reasonable to supplement a conventional air source heat pump with another heat source, such as a water-mediated medium evaporator that utilizes ground heat. The system is also suitable for the simultaneous service of technological cooling and heat demand, or even for the utilization of waste heat. I also found the rate of power loss due to defrost cycles when using conventional air source heat pumps. By using the system I have proposed, which has not been studied before by others, it is possible to eliminate this decrease in performance.

An important finding of the research is that the evaporation temperature of the air heat source decreases according to the weather conditions, however, the extent of this significantly exceeds the decrease of the evaporation temperature of the water heat source. There are two main reasons for this: on the one hand, heat from the ground is available at a nearly constant temperature throughout the year, and on the other hand, the heat transfer coefficient of the refrigerant-water heat exchanger depends significantly on the evaporator load (increasing load improves heat transfer). its factor is primarily determined by the air side, so it can be considered nearly constant. As a result, the evaporation temperature of the air side decreases significantly, while that of the water side decreases only slightly with increasing load, with the self-regulating nature of the power ratio of the two sides always reaching the optimum value.

The use of external pressure-compensated thermostatic expansion valves is responsible for the automatic nature of the system, so that the behavior of any similarly designed system will be similar, and the results can be generalized in this way. It is important to emphasize that the use of two heat sources does not mean the installation of twice as many heat exchanger surfaces, as it is possible to serve the needs with smaller heat exchanger surfaces compared to a single heat source system in full load operating conditions (domestic hot water production in summer and heating at low outside temperatures).

I also did not come across a similar design to the equipment created to study the defrost cycles during the literature search. This subtask, although at first sight it may not seem to be organically related to the topic indicated in the title of the dissertation, has had many results in the course of the research. Such was the knowledge of the length of the defrost cycles as a function of the outside temperature and the refrigerant used, which yielded unexpected results. The results also contributed to the determination of the annual power outage, which can also be considered as filling a gap, as no information can be found in the publications or in the data sheets of the heat pumps. The measurements were performed on several heat pump types with different performances with several repetitions.

**M1. Irodalomjegyzék**

1. 7/2006 Tárca Nélküli Miniszteri Rendelet
2. 813/2013/EU: A BIZOTTSÁG 813/2013/EU RENDELETE (2013. augusztus 2.) a 2009/125/EK európai parlamenti és tanácsi irányelvnek a helyiségfűtő berendezések és a kombinált fűtőberendezések környezettudatos tervezésére vonatkozó követelmények tekintetében történő végrehajtásáról
3. Aihara, T., Taku, O., Toshiyuki, S., Hitoshi, K. (1997). Heat-transfer and defrosting characteristics of a horizontal array of cooled tubes immersed in a very shallow fluidized bed. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40, pp. 1807-1815.
4. AIRAH (2012): *Methods of calculating Total Equivalent Warming Impact (TEWI)*, The Australian Institute of Refrigeration, Air Conditioning and Heating, Melbourne, p. 16.
5. Ameen, F. R., Coney, J. E. R., Sheppard, C. G. W. (1993). Experimental study of warm-air defrosting of heat-pump evaporators. *International Journal of Refrigeration*, 16, pp. 13-18.
6. Amoabeng Kofi Owura, Kwang Ho Lee, Jong Min Choi, (2018). A study on the performance characteristics of a testing facility for a water-to-water heat pump, *International Journal of Refrigeration*, 86, pp. 113-126.
7. Bansal, P., Fothergill, D., Fernandes, R., (2010). Thermal analysis of the defrost cycle in a domestic freezer. *International Journal of Refrigeration*, 33, pp. 589-599.
8. Baumann Mihály (2012): *Épületenergetika*, Edutus Főiskola, Budapest
9. Beke János (2000): *Műszaki hőtan mérnököknek*, Szaktudás Kiadóház Rt.
10. Buick, T. R., McMullan, J. T., Morgan, R., Murray, R. B. (1978). Ice detection in heat pumps and coolers. *International Journal of Energy and Resources*, 2, pp. 85–98.
11. Buker M., Saffa R. (2016). Solar assisted heat pump systems for low temperature water heating applications: A systematic review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 55, pp. 399–413
12. Buker, Mahmut Sami, Saffa B. Riffa (2016). Solar assisted heat pump systems for low temperature water heating applications: A systematic review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 55, pp. 399–413.
13. Cheng, C-H., Shiu, C-C. (2003). Oscillation effects on frost formation and liquid droplet solidification on a cold plate in atmospheric air flow. *International Journal of Refrigeration*, 26, pp. 69–78.
14. Cho, H., Kim, Y., Jang, I. (2005). Performance of a showcase refrigeration system with multievaporator during on-off cycling and hot-gas bypass defrost. *Energy*, 30, pp. 1915–1930.
15. Corberán, J. M., Antonio C-M, Javier M-A, Carola M. (2018). Dual source heat pump, a high efficiency and cost-effective alternative for heating, cooling and DHW production. *International Journal of Low-Carbon Technologies*. 13, pp. 161–176. DOI: 10.1093/ijlct/cty008
16. Csoknyai István, Doholuczki Tibor (2013): *Több, mint hidraulika*. Herz Armatúra Hungária Kft. Budapest
17. Datta, D., Tassou, S.A. (1999). Defrost control of evaporator coils using artificial intelligence techniques. *Proceedings of the 20th international conference of refrigeration*, Sydney, p. 118.
18. Datta, D., Tassou, S.A. (2002). Implementation of a defrost on demand control strategy on a retail display cabinet. *Proceedings IIF-IIR – Commission D1/B1, Urbana*, pp. 218–226.
19. Dominique R. Lumpkin, Ammar M. Bahman, Eckhard A. Groll (2018). Two-phase injected and vapor-injected compression: Experimental results and mapping correlation for a R-407C scroll compressor. *International Journal of Refrigeration*, 86, pp. 449-462.



20. Dong, J., Deng S., Jiang, Y., Xia, L., Yao, Y. (2012). An experimental study on defrosting heat supplies and energy consumptions during a reverse cycle defrost operation for an air source heat pump. *Applied Thermal Engineering*, 37, pp. 380-387.
21. Egyedi László (1963): *Épületgépészeti kézikönyv*. Műszaki Könyvkiadó, Budapest
22. Encompass, 2016. Whirlpool-Ebraco: <https://solutions.encompass.com/2016/08/appliance-tech-tips-wisemotion-compressor>
23. Eurostat: Heat pumps – technical characteristics by technologies [http://appsso.eurostat.ec.europa.eu/nui/show.do?dataset=nrg\\_inf\\_hptc&lang=en](http://appsso.eurostat.ec.europa.eu/nui/show.do?dataset=nrg_inf_hptc&lang=en) (elérés: 2021. XI. 17.)
24. Han Z., Lejian Q., Xiao M., Xiaobei S., Changming M. (2017). Simulation of a multi-source hybrid heat pump system with seasonal thermal storage in cold regions. *Applied Thermal Engineering*. 116, pp. 292–302.
25. Hermanucz P., Géczi G., Barótfi I. (2019): Hűtőközeg váltás hőszivattyúra gyakorolt hatásának mérési lehetőségei. *Jelenkori társadalmi és gazdasági folyamatok*, 2, pp. 71-77.
26. Hermanucz, P., Géczi, G., Barótfi, I. (2021). Levegő hőforrású hőszivattyú leolvasztási módszerei. *Magyar épületgépészet*, 69, 12, pp. 3-8.
27. Hermanucz, P., Géczi, G., Barótfi, I. Energy efficient solution in the Brewing industry, *Thermal Science*, megjelenés alatt
28. Huang, L., Liu, Z., Liu, Y., Gou, Y., Wang, J. (2009). Experimental study on frost release on fin-and-tube heat exchangers by use of a novel anti-frosting paint. *Experimental Thermal Fluid Science*, 33, pp. 1049–1054.
29. Izzudin A. Aziz, Mainil A.K., (2017). *Material Science Engineering*, 5, pp. 103–110.
30. Jakab Zoltán (2006): *Kompresszoros hűtés*, HKVSZ Kiadó, Budapest
31. Jiang, Y., Dong, J., Qu, M., Deng, S., Yao, Y. (2013). A novel defrosting control method based on the degree of refrigerant superheat for air source heat pumps. *International Journal of Refrigeration*, 36, pp. 2278–2288.
32. Juhász, Gy. (2009). Geotermikus energia hasznosításának lehetőségei az energiaellátásban Magyarországon
33. Junfang X., Yaohua Z., Zhenhua Q., Gang W., Jieteng W. (2018). Air–water dual-source heat pump system with new composite evaporator. *Applied Thermal Engineering*, 141, pp. 483-493 DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.11.128
34. Kayaci Nurullah, Hakan Demir (2018). Numerical modelling of transient soil temperature distribution for horizontal ground heat exchanger of ground source heatpump. *Geothermics*, 73, pp. 33-47.
35. Kaygusuz, K., Ö. Çomakli, T. Ayhan (1991). Solar-assisted heat pump systems and energy storage. *Solar Energy*, 47, 5, pp. 383-391.
36. Komlós Ferenc, Fodor Zoltán, Kapros Zoltán, Vajda József, Vaszil Lajos (2009): *Hőszivattyús rendszerek*, Komlós Ferenc, Dunaharaszti
37. Komondy Zoltán (1952): *Hűtőgépek*, Tankönyvkiadó, Budapest
38. Kun Liang A review of linear compressors for refrigeration *International Journal of Refrigeration* Volume 84, December 2017, Pages 253-273
39. Lago Taynara G.S., Ismail Kamal A.R., Nóbrega Cláudia R.E.S., Mourac Luiz F.M. (2020). Thermal energy storage systems: modeling and applications. *Energy*, 7, pp. 111-120.
40. Lawrence, J. M. W., Evans, J. A. (2008). Refrigerant flow instability as a means to predict the need for defrosting the evaporator in a retail display freezer cabinet. *International Journal of Refrigeration*, 31, pp. 107–112.
41. Lee, H.K. Development of th Linear Compressor fo a Household Refrigerator *International Compressor Engineering Conference*, Paprer 1364, 2000. West Lafayette, IN, USA

42. Liang, C.H., X.S. Zhang, X.W. Li, X. Zhu (2011). Study on the performance of a solar assisted air source heat pump system for building heating. *Energy and Buildings*, 43, pp. 2188–2196.
43. Liu, Z., Wang, H., Zhang, X., Meng, S., Ma, C. (2006). An experimental study on minimizing frost deposition on a cold surface under natural convection conditions by use of a novel anti-frosting paint, Part I. Anti-frosting performance and comparison with the uncoated metallic surface. *International Journal of Refrigeration*, 29, pp. 229–36.
44. Makhnatcha P., Khodabandeha R. (2014). The role of environmental metrics (GWP, TEWI, LCCP) in the selection of low GWP refrigerants. *Energy Procedia*, 61, pp. 2460–2463.
45. Mengjie Song, Deng Shiming, Dang Chaobin, Mao Ning, Wang Zhihua (2018). Review on improvement for air source heat pump units during frosting and defrosting. *Applied Energy*, 211, pp. 1150-1170.
46. Muller, E.D. (1975). A new concept for defrosting refrigeration plants. *Kalte*, 28, pp. 52–54.
47. Páger Sz., Veres A., Géczi G. (2021). Basic connections of heating and cooling systems Part 3: Quality control. *Hungarian Installateur*, 2021, 31, pp. 42-44.
48. Pardo, N., A. Montero, J. Martos, J.F. Urchueguía (2010). Optimization of hybrid-ground coupled and air source-heat pump systems in combination with thermal storage. *Applied Thermal Engineering*, 30, pp. 1073–1077.
49. Pavkovic, B. (2012). Alkalmazott hőszivattyús rendszerek új és felújított épületeknél. *Épületenergetika*, HUHR/1001/2.2.1/0009
50. Raju G. Naga, Kumar K. Dilip, Rao T. Srinivasa (2019). *International Journal of Recent Technology and Engineering*, 8, 2, pp. 120–130.
51. Sánta, R., Garbai, L. (2015). Measurement testing of heat transfer coefficients in the evaporator and condenser of heat pumps, *Journal Of Thermal Analysis and Calorimetry*, 119, 3, pp. 2099-2106.
52. Schramek Ernst-Rudolf (2015): *Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik*, Oldenbourg Verlag, Oldenbourg
53. Sommers, A.D., Yu, R., Okamoto, N.C., Upadhyayula, K. (2012). Condensate drainage performance of a plain fin-and-tube heat exchanger constructed from anisotropic microgrooved fins. *International Journal of Refrigeration*, 35, pp. 1766–1778.
54. Song, M., Wang, X., Liao, L., Deng, S. (2017). Termination control temperature study for an air source heat pump unit during its reverse cycle defrosting. *Energy Procedia*, 105, pp. 335–342.
55. Sugirdhalakshmi Ramaraj, Bin Yang, James E. Braun, Eckhard A. Groll, W. Travis Horton, Experimental analysis of oil flooded R410A scroll compressor, *International Journal of Refrigeration*, Volume 46, 2014, Pages 185-195, ISSN 0140-7007, p. 188.
56. Thongtip Tongchana, Sutthivirode Kittiwoot (2020). Experimental investigation of Vapour Compression Chiller Based on Transient Cooling Performance Influenced by Expansion Valve. *Case Studies in Thermal Engineering*, 21, pp. 100–110.
57. Várszegi, T. (2009). *Élelmiszer-ipari technológiák és gépek*. SZIE, Gödöllő. Jegyzet.
58. Verma Yudhveer Kumar, Singh Ajay, Verma Ashish (2019). *International Journal of Scientific and Engineering Research*, 1, 6, pp. 110–116.
59. Viessmann (2011): *Planungshandbuch Waermepumpen*. Viessmann Werke, Allendorf
60. Wang, D., Tao, T., Xu, G., Luo, A., Kang, S. (2012). Experimental study on frosting suppression for a finned-tube evaporator using ultrasonic vibration. *Experimental Thermal Fluid Science*, 36, pp. 1–11.
61. Wang, W., Zhang, S.Q., Li, Z.Y., Sun, Y.Y., Deng, S.M., Wu, X. (2020). Determination of the optimal defrosting initiating time point for an ASHP unit based on the minimum loss coefficient in the nominal output heating energy. *Energy*, 191, pp. 116-505.

62. World Meteorological Organization, 2011, Scientific Assessment of Ozone Depletion: 2010, Global Ozone Research and Monitoring Project–Report No. 52, pp 516., Geneva, Switzerland
63. [www.ajitvadakayl.blogspot.com](http://www.ajitvadakayl.blogspot.com), Elérés: 2019.05.30.
64. Xia Yudong, Shiming Deng (2016). The influences of the operating characteristics of an Electronic Expansion Valve (EEV) on the operational stability of an EEV controlled direct expansion air conditioning system. *International journal of refrigeration*, 69, p. 401.
65. Xiao, J., Wang, W., Zhao, Y. H., Zhang, F. R. (2009). An analysis of the feasibility and characteristics of photoelectric technique applied in defrost-control. *International Journal of Refrigeration*, 32, pp. 1350–1357.
66. Xu J., Y. Zhao, Z. Quan, G. Wang, J. Wang (2017). Air–water dual-source heat pump system with new composite evaporator. *Applied Thermal Engineering*, accepted manuscript
67. Xu Z.Y., R.Z. Wang (2016). Absorption refrigeration cycles: Categorized based on the cycle construction, *International Journal of Refrigeration*, 62, pp. 114-136,
68. Zhifang, Xue, Shi Lin, Ou Hongfei (2008). Refrigerant flow characteristics of electronic expansion valve based on thermodynamic analysis and experiment. *Applied Thermal Engineering*, 28, 2–3, pp. 238-243.
69. Zhou, G., Y. Zhang, Y. Yang, X. Wang, (2010). Numerical model for matching of coiled adiabatic capillary tubes in a split air conditioner using HCFC22 and HC290. *Applied Thermal Engineering*, 30, pp. 1477–1487.
70. Zhu, J. H., Sun, Y. Y., Wang, W., Deng, S. M., Ge, Y. J., Li, L. T. (2015). Developing a new frosting map to guide defrosting initiating for air-source heat pump units. *Applied Thermal Engineering*, 90, pp. 782–791.
71. Zou Deqiu, Xianfeng Ma, Xiaoshi Liu, Pengjun Zheng, Baiming Cai, Jianfeng Huang, Jiangrong Guo, Mo Liu (2017). Experimental research of an air-source heat pump water heater using water-PCM for heat storage. *Applied Energy*, 206, pp. 784-792.

## **M2. Az értekezés témaköréhez kapcsolódó publikációk**

### *Lektorált cikk idegen nyelven*

1. 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 )
2. Hermanucz, P., Géczi, G., Barótfi, I. (2022): Energy efficient solution in the brewing process using a dual-source heat pump. *Thermal Science*, DOI: TSCI210901026H

### *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.

### *Idegen nyelvű konferencia abstract*

6. Hermanucz, P., Benécs, J. (2019): Applying the Intelligent Measuring System (IMRe) to a Cooling System Used in the Food Industry. *Book of abstracts: BioPhys Spring 2019 - 18th International Workshop for Young Scientists, Gödöllő, Magyarország, Szent István Egyetem*, 50 p. 19.

### M3. Mérési adatok

#### M3.1 Az önbeálló rendszer mérési adatai

T <sub>1</sub> [°C]	25	23,3	22,2	21,1	20	18,9	18,3	17,8	16,1	15	14,4	13,9	12,8	12,2	11,7
P <sub>1</sub> [bar]	6,5	6,4	6,3	6,2	6	6	5,9	5,9	5,8	5,6	5,5	5,4	5,3	5,1	4,9
T <sub>2</sub> [°C]	13,9	13,9	13,3	13,3	13,3	12,8	12,8	12,2	12,2	11,7	11,7	11,7	11,7	11,7	12,2
P <sub>2</sub> [°C] dew	36,1	36,3	36,5	36,6	36,2	36,1	36,1	36,1	36	36	36	36	35,9	35,8	35,8
T <sub>3</sub> [°C]	33	33	33	33	33	33	33	33	33	32	32	32	32	32	32
P <sub>3</sub> [bar]	15,2	15,2	15,2	15,2	15,3	15,2	15,2	15,2	15,2	15,2	15,1	15,1	15,1	15	15
T <sub>5</sub> [°C]	25	22,8	21,7	20	18,9	18,3	17,2	16,7	14,4	13,3	12,2	11,1	10	8,3	7,2
P <sub>5</sub> [°C] bub	7,2	6,8	6,2	5,9	5,2	5	4,7	4,2	3,4	2,8	2	1,5	0,9	-0,1	-0,5
T <sub>6</sub> víz [°C]	18,3	18,3	17,8	16,7	15,6	15,6	15	15	13,9	13,3	13,3	12,8	12,2	11,1	11,1
P <sub>6</sub> [°C] bub	7	6,7	6,2	5,8	5,1	4,7	4,5	4,1	3,3	2,9	2,2	1,8	1,1	0,2	0
P <sub>min</sub> [W]	285,5	295	298,5	298	301,5	315,5	316,5	310	291,5	306	303,5	304	310,5	328,5	312,5
Q <sub>kg</sub> [W]	20	20	139	253	394	503	670	934	1206	1402	1555	1654	1779	1923	1961
Q <sub>k</sub> [W]	5161	5131	5012	4899	4832	4743	4719	4674	4444	4444	4382	4266	4149	4031	3970
Átlag elpár hőm. [°C]	7,1	6,75	6,2	5,85	5,15	4,85	4,6	4,15	3,35	2,85	2,1	1,65	1	0,05	-0,25
Átlagos-súlyozott elp. Hőm. [°C]	0,10	0,10	0,20	0,11	-0,09	0,14	-0,06	0,43	0,74	0,66	0,61	0,55	0,68	0,60	-0,14
Súly. átlag elpár hőm. [°C]	7,20	6,80	6,20	5,89	5,19	4,96	4,66	4,17	3,36	2,84	2,09	1,65	1,02	0,10	-0,16
T <sub>kondenz</sub> [°C]	35,3	35,3	35,3	35,3	35,6	35,3	35,3	35,3	35,3	35,3	35,1	35,1	35,1	34,9	34,9
Közös elpár. Hőm. [°C]	7,3	6,9	6,4	6	5,1	5,1	4,6	4,6	4,1	3,5	2,7	2,2	1,7	0,7	-0,3
Tűlhevítés víz oldalon [K]	11,3	11,6	11,6	10,9	10,5	10,9	10,5	10,9	10,6	10,4	11,1	11	11,1	10,9	11,1
Tűlhevítés levegő oldalon [K]	17,8	16	15,5	14,1	13,7	13,3	12,5	12,5	11	10,5	10,2	11,3	11,3	11,2	11,6
Tűlhevítés átlag [K]	17,7	16,4	15,8	15,1	14,9	13,2	13,2	11,5	10,9	10,9	11,2	10,6	10,5	11	11,4
Aláhűtés [K]	2,3	2,3	2,3	2,3	2,6	2,3	2,3	2,3	2,3	3,3	3,1	3,1	3,1	2,9	2,9
P <sub>komp</sub> effektív [W]	857	885	896	894	905	947	950	930	875	918	911	912	932	986	938
P <sub>komp</sub> korrigált [W]	965	964	963	962	962	962	962	962	962	961	961	960	958	954	946
Q <sub>k</sub> -Q <sub>h</sub> -P <sub>komp</sub> [W]	4285	4226	3978	3752	3534	3293	3099	2810	2364	2123	1917	1701	1439	<b>1122</b>	600
COP mért [-]	6,03	5,80	5,60	5,48	5,34	5,01	4,97	5,03	5,08	4,84	4,81	4,68	4,45	4,09	4,23
COP mért *10 [-]	60,26	57,97	55,97	54,80	53,42	50,11	49,70	50,26	50,81	48,41	48,13	46,78	44,55	40,90	42,35
Korrigált Qc [W]	5011	4981	4862	4749	4682	4593	4569	4524	4294	4294	4232	4116	3999	3881	3820
Korrigált Q <sub>e</sub> összes [W]	4155	4096	3967	3855	3778	3646	3619	3594	3419	3376	3322	3204	3068	2895	2883
Q <sub>e</sub> összes [W]	4305	4246	4117	4005	3928	3796	3769	3744	3569	3526	3472	3354	3218	3045	3033
Q <sub>h</sub> /Q <sub>e</sub> összes [-]	0,00	0,00	0,03	0,06	0,10	0,13	0,18	0,25	0,34	0,40	0,45	0,49	0,55	0,63	0,65
Korrigált Q <sub>h</sub> /Q <sub>e</sub> összes [-]	0,0	0,0	0,0	0,1	0,1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6	0,7	0,7
Korrigált COP [-]	5,85	5,63	5,43	5,31	5,18	4,85	4,81	4,86	4,91	4,68	4,65	4,51	4,29	3,94	4,07
COP P <sub>komp</sub> korrigált [-]	5,19	5,17	5,05	4,94	4,87	4,78	4,75	4,70	4,46	4,47	4,40	4,29	4,17	4,07	4,04
Léghőmérséklet [°C]	35	33	31	29	27	25	23	21	19	17	15	13	11	9	7

T <sub>1</sub> [°C]	12,2	11,7	11,1	24,4	23,9	22,2	21,1	20	18,9	18,3	17,2	16,1	15	13,9
P <sub>1</sub> [bar]	5,1	4,9	4,6	6,3	6,3	6,3	6,2	6,1	6	5,9	5,9	5,7	5,7	5,5
T <sub>2</sub> [°C]	11,7	12,2	12,8	12,8	13,3	13,3	13,3	12,8	12,8	12,8	11,7	11,7	11,7	11,7
P <sub>2</sub> [°C] dew	35,8	35,8	36,2	36,6	36,8	36,4	36,1	36	36	36,1	36	36,5	36,1	36
T <sub>3</sub> [°C]	32	32	32	33	33	33	33	33	33	33	33	33	33	32
P <sub>3</sub> [bar]	15	15	15,3	15,3	15,3	15,3	15,2	15,2	15,2	15,2	15,2	15,2	15,2	15,5
T <sub>5</sub> [°C]	8,3	7,2	5	15,6	23,3	21,7	20,6	19,4	18,3	17,2	16,1	15,6	13,3	12,2
P <sub>5</sub> [°C] bub	-0,1	-0,5	-3,5	7	7	6,5	6	5,1	4,9	4,4	4	3,9	2,9	2,2
T <sub>6</sub> víz [°C]	11,1	11,1	11,1	18,3	18,9	17,8	16,7	15,6	15,6	15	14,4	14,4	13,9	13,3
P <sub>6</sub> [°C] bub	0,2	0	-3,5	6,8	6,8	6,1	5,5	4,9	4,6	4,1	4	4	3	2,2
P <sub>vill</sub> [W]	328,5	312,5	311	311	292,5	295	301	295	303	310,5	311	320,5	306,5	305
Q <sub>vis</sub> [W]	1923	1961	2498	0	0	126	263	365	566	751	628	1120	1338	1530
Q <sub>c</sub> [W]	4031	3970	3643	5062	5102	5009	4911	4806	4755	4691	4621	4588	4461	4362
Átlag elpár hőm. [°C]	0,05	-0,25	-3,5	6,9	6,9	6,3	5,75	5	4,75	4,25	4	3,95	2,95	2,2
Átlagos-szivózott elp. Hőm.	0,60	-0,14	1,50	-0,6	-0,6	-0,09	0,03	0,42	0,24	0,26	0,60	-0,33	0,66	0,50
Súly. átlag elpár hőm. [°C]	0,10	-0,16	-3,50	7,00	7,00	6,49	5,97	5,08	4,86	4,34	4,00	3,93	2,94	2,20
T <sub>kondenz</sub> [°C]	34,9	34,9	35,6	35,6	35,6	35,6	35,3	35,3	35,3	35,3	35,3	35,3	35,3	35,3
Közös elpár. Hőm. [°C]	0,7	-0,3	-2	6,4	6,4	6,4	6	5,5	5,1	4,6	4,6	3,6	3,6	2,7
Tűlhevítés víz oldalán [K]	10,9	11,1	14,6	11,5	12,1	11,7	11,2	10,7	11	10,9	10,4	10,4	10,9	11,1
Tűlhevítés levegő oldalán [K]	11,2	11,6	14,6	8,6	16,3	15,2	14,6	14,3	13,4	12,8	12,1	11,7	10,4	10
Tűlhevítés átlag [K]	11	11,4	2	18	17,5	15,8	15,1	14,5	13,8	13,7	12,6	12,5	11,4	11,2
Aláhűtés [K]	2,9	2,9	3,6	2,6	2,6	2,6	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	3,3
P <sub>komp</sub> effektív [W]	986	938	933	933	878	885	903	885	909	932	933	962	920	915
P <sub>komp</sub> korrigált [W]	954	946	926	963	963	963	962	962	962	962	962	962	962	961
Q <sub>c</sub> -Q <sub>vis</sub> -P <sub>komp</sub> [W]	<b>1122</b>	600	<b>212</b>	4129	4225	3998	3746	3556	3280	3009	3061	2507	2204	1917
COP, mért [-]	4,09	4,23	3,90	5,43	5,81	5,66	5,44	5,43	5,23	5,04	4,95	4,77	4,85	4,77
COP, mért *10 [-]	40,90	42,35	39,05	54,26	58,14	56,59	54,39	54,30	52,31	50,36	49,53	47,72	48,52	47,67
Korrigált Q <sub>c</sub> [W]	3881	3820	3493	5161	5201	5107	5010	4904	4854	4790	4720	4687	4560	4461
Korrigált Q <sub>c</sub> összes [W]	2895	2883	2560	4228	4324	4222	4107	4019	3945	3859	3787	3726	3640	3546
Q <sub>c</sub> összes [W]	3 045	3 033	2 710	4 129	4 225	4 124	4 008	3 921	3 846	3 760	3 688	3 627	3 542	3 447
Q <sub>vis</sub> /Q <sub>c</sub> összes [-]	0,63	0,65	0,92	-	-	0,03	0,07	0,09	0,15	0,20	0,17	0,31	0,38	0,44
Korrigált Q <sub>vis</sub> /Q <sub>c</sub> összes [-]	0,7	0,7	1,0	-	-	0,0	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,3	0,4	0,4
Korrigált COP [-]	3,94	4,07	3,74	5,53	5,93	5,77	5,55	5,54	5,34	5,14	5,06	4,87	4,96	4,87
COP P <sub>komp</sub> -korrigált [-]	4,07	4,04	3,77	5,36	5,40	5,30	5,21	5,10	5,05	4,98	4,91	4,87	4,74	4,64
Léghőmérséklet [°C]	9	7	5	35	33	31	29	27	25	23	21	19	17	15

T <sub>1</sub> [°C]	13,3	12,8	12,2	11,7	11,1	12,2	12,2	12,2	25,6	23,9	22,8	21,7	20,6	19,4	18,3	17,8
P <sub>1</sub> [bar]	5,4	5,3	5,2	4,9	4,8	4,6	4,3	4,3	6,4	6,4	6,3	6,2	6	6	5,9	5,8
T <sub>2</sub> [°C]	11,7	11,7	11,7	12,2	12,2	13,9	14,4	14,4	5,7	5,7	5,6	5,6	5,2	5,5	5,5	5,4
P <sub>2</sub> [°C] dew	36,1	36	36	35,9	35,9	37,3	36,6	36,6	36,1	36,1	36,5	36,1	36,1	36	36	36
T <sub>3</sub> [°C]	32	32	32	32	32	33	32	32	33	33	33	33	33	33	32	32
P <sub>3</sub> [bar]	15,1	15,1	15,1	15	15	15,5	15,3	15,3	26,1	23,3	22,2	20,6	19,4	18,3	17,8	18,3
T <sub>5</sub> [°C]	11,1	9,4	8,3	6,7	5,6	10	5,6	5,6	7	6,9	6,2	5,5	5,1	4,8	4,2	3,9
P <sub>5</sub> [°C] bub	1,5	0,9	0,1	-1,1	-2	-2	-4	-4	7	7	7,2	5,5	5,1	4,8	4,2	3,9
T <sub>6</sub> víz [°C]	12,8	13,3	11,7	11,7	11,1	12,2	12,2	12,2	18,3	18,9	17,2	16,7	15,6	15	14,4	14,4
P <sub>6</sub> [°C] bub	1,9	1,1	0,6	0	1,5	-2	-4,1	-4,1	6,8	6,5	5,9	5,2	4,9	4,5	4	3,7
P <sub>vill</sub> [W]	302,5	305,5	305	315,5	311	962	940	291	291	<b>292</b>	<b>309</b>	310	309	309	313	<b>320</b>
Q <sub>üz</sub> [W]	1665	1760	1870	1884	1987	2198	2526	0	0	90	91	506	261	466	664	822
Q <sub>k</sub> [W]	4278	4186	4056	3894	3816	3650	3427	5164	5103	4955	4911	4769	4711	4661	4619	4619
Átlag elpár hőm. [°C]	1,7	1	0,35	-0,55	-0,25	-2	-4,05	6,9	6,7	6,05	5,35	5	4,65	4,1	3,8	3,8
Átlagos-súlyozott elp. hőm.	0,51	0,70	0,81	0,12	-1,23	-0,5	0,40	0	0,2	0,35	0,65	0,1	0,45	0,5	0,3	0,3
Súly. átlag elpár hőm. [°C]	1,69	1,00	0,99	-0,42	0,33	-2,0	-4,10	7,0	6,9	6,2	5,5	5,49	4,8	4,2	3,9	3,9
T <sub>konduc</sub> [°C]	35,1	35,1	35,1	34,9	34,9	36,1	35,6	35,6	35,6	35,6	35,6	35,3	35,3	35,3	35,1	35,1
Közös elpár. hőm. [°C]	2,2	1,7	1,2	-0,3	-0,9	-2,5	-3,7	6,9	6,9	6,4	6	5,1	5,1	5,1	4,6	4,1
Tűlhevítés víz oldalon [K]	10,9	12,2	11,1	11,7	9,6	14,2	16,3	11,5	12,4	11,3	11,5	10,7	10,5	10,4	10,7	10,7
Tűlhevítés levegő oldalon [K]	11,3	12,4	11,6	12,8	7,6	12	9,6	19,1	16,4	16	15,1	14,3	13,5	13,6	14,4	14,4
Tűlhevítés átlag [K]	11,1	11,1	11	12	12	14,7	15,9	18,7	17	16,4	15,7	15,5	14,3	13,7	13,7	13,7
Aláhűtés [K]	3,1	3,1	3,1	2,9	2,9	3,1	3,6	2,6	2,6	2,6	2,3	2,3	2,3	2,3	3,1	3,1
P <sub>komp</sub> effektív [W]	908	917	915	947	933	962	940	873	876	927	930	927	927	927	939	960
P <sub>komp</sub> korrigált [W]	960	958	956	946	940	926	894	964	964	964	963	962	962	962	962	962
Q <sub>k</sub> -Q <sub>üz</sub> -P <sub>komp</sub> [W]	1705	1510	1271	1064	896	490	0	4291	4137	3937	3475	3582	3318	3058	2838	2838
COP, mért [-]	4,71	4,57	4,43	4,11	4,09	3,79	3,65	5,92	5,82	5,34	5,28	5,14	5,08	4,96	4,81	4,81
COP, mért *10 [-]	47,14	45,68	44,32	41,14	40,90	37,94	36,46	59	58	53	53	51	51	51	50	48
Korrigált Q <sub>c</sub> [W]	4376	4285	4154	3993	3915	3799,80	3577	5314	5253	5105	5061	4919	4861	4811	4769	4769
Korrigált Q <sub>c</sub> össz [W]	3469	3369	3239	3047	2982	2837,80	2637	4441	4377	4178	4131	3992	3934	3872	3809	3809
Q <sub>c</sub> össz [W]	3370	3270	3141	2948	2883	2687,80	2487	4291	4227	4028	3981	3842	3784	3722	3659	3659
Q <sub>üz</sub> /Q <sub>c</sub> össz [-]	0,49	0,54	0,60	0,64	0,69	0,82	1,02	-	0,02	0,02	0,03	0,07	0,12	0,18	0,22	0,22
Korrigált Q <sub>üz</sub> /Q <sub>c</sub> össz [-]	0,5	0,5	0,6	0,6	0,7	0,8	1,0	-	0,0	0,0	0,0	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2
Korrigált COP [-]	4,82	4,68	4,54	4,22	4,20	3,95	3,81	6,09	6,00	5,51	5,44	5,31	5,24	5,12	4,97	4,97
COP P <sub>komp</sub> korrigált [-]	4,56	4,47	4,34	4,22	4,16	4,10	4,00	5,51	5,45	5,30	5,26	5,11	5,05	5,00	4,96	4,96
Léghőmérséklet [°C]	13	11	9	7	6	5	4	35	33	31	29	27	25	23	21	21

T <sub>1</sub> [°C]	17,8	15,6	14,4	13,9	13,3	12,2	11,7	10,6	10	10,6	12,2
P <sub>1</sub> [bar]	5,8	5,6	5,5	5,5	5,3	5,1	5	4,9	4,7	4,6	4,3
T <sub>2</sub> [°C]	54	53	53	52	53	53	53	53	54	5,4	14,4
P <sub>2</sub> [°C] dew	36	35,9	36,1	36	35,9	36	35,9	35,5	35,5	35,5	36,6
T <sub>3</sub> [°C]	32	32	32	32	32	32	32	32	32	31	32
P <sub>3</sub> [bar]	15,1	15,1	15,2	15,1	15,1	15,2	15	15	15	15	15,3
T <sub>5</sub> [°C]	18,3	14,4	12,8	11,7	10,6	8,9	7,8	6,1	4,4	3,9	5,6
P <sub>5</sub> [°C] bub	3,9	2,9	2,5	2	1,1	0,2	-0,2	-1,2	-1,5	-2	-4
T <sub>6</sub> víz [°C]	14,4	13,3	13,3	12,8	12,2	11,1	11,1	10,6	11,1	10,6	12,2
P <sub>6</sub> [°C] bub	3,7	2,9	2,8	2	1,5	0,9	0,1	-0,5	-1,2	-2	-4,1
P <sub>all</sub> [W]	<b>320</b>	308	307	310	316	318	323	317	323	317	940
Q <sub>hiz</sub> [W]	822	1217	1405	1553	1722	1781	1871	2038	1998	2083	2526
Q <sub>c</sub> [W]	4619	4469	4402	4300	4216	4057	3954	3882	3800	3711	3427
Átlag elpár hőm. [°C]	3,8	2,9	2,65	2	1,3	0,55	-0,05	-0,85	-1,35	-2	-4,05
Átlagos-súlyozott elp. Hőm.	0,3	0,2	0,05	0,7	0,4	0,15	0,25	0,55	-0,05	0	0,40
Súly. átlag elpár hőm. [°C]	3,9	2,9	2,6	2,0	1,3	0,6	0,0	0,7	1,3	2,0	4,10
T <sub>konverz</sub> [°C]	35,1	35,1	35,3	35,1	35,1	35,3	34,9	34,9	34,9	34,9	35,6
Közös elpár. Hőm. [°C]	4,1	3,1	2,7	2,7	1,7	0,7	0,2	-0,3	-1,4	-2	-3,7
Tűlhevítés víz oldalon [K]	10,7	10,4	10,5	10,8	10,7	10,2	11	11,1	12,3	12,6	16,3
Tűlhevítés levegő oldalon [K]	14,4	11,5	10,3	9,7	11,1	10,9	11,3	11,8	5,9	5,9	9,6
Tűlhevítés átlag [K]	13,7	12,5	11,7	11,2	11,6	11,5	11,5	10,9	11,4	12,6	15,9
Aláhűtés [K]	3,1	3,1	3,3	3,1	3,1	3,3	2,9	2,9	2,9	3,9	3,6
P <sub>kompo</sub> effektív [W]	960	924	921	930	948	954	969	951	969	951	940
P <sub>kompo</sub> korrigált [W]	962	961	961	961	958	954	950	946	933	977	894
Q <sub>c</sub> -Q <sub>hiz</sub> -P <sub>kompo</sub> [W]	2838	2328	2076	1817	1546	1323	1114	893	833	480	0
COP, mért [-]	4,81	4,84	4,78	4,62	4,45	4,25	4,08	4,08	3,92	3,90	3,65
COP, mért *10 [-]	48	48	48	46	44	43	41	41	39	39	36,46
Korrigált Q <sub>c</sub> [W]	4769	4619	4552	4450	4366	4207	4104	4032	3950	3861	3577
Korrigált Q <sub>c</sub> össz [W]	3809	3695	3631	3520	3418	3253	3135	3081	2981	2910	2637
Q <sub>c</sub> össz [W]	3659	3545	3481	3370	3268	3103	2985	2931	2831	2760	2487
Q <sub>hiz</sub> /Q <sub>c</sub> össz [-]	0,22	0,34	0,40	0,46	0,53	0,57	0,63	0,70	0,71	0,75	1,02
Korrigált Q <sub>hiz</sub> /Q <sub>c</sub> össz [-]	0,2	0,3	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6	0,7	0,7	0,7	1,0
Korrigált COP [-]	4,97	5,00	4,94	4,78	4,61	4,41	4,24	4,24	4,08	4,06	3,81
COP P <sub>kompo</sub> -korrigált [-]	4,96	4,80	4,74	4,63	4,56	4,41	4,32	4,26	4,23	3,95	4,00
Léghőmérskélet [°C]	21	19	17	15	13	11	9	7	6	5	4



M3.2 A fojtással szabályozott rendszer mérési adatai

T <sub>1</sub> [°C]	15,6	16,1	16,7	17,2	17,8	17,8	17,8	17,8	18,3	18,3	18,3	18,3	18,3	18,3	18,3	17,2	17,2
P <sub>1</sub> [bar]	5	5,2	5,3	5,5	5,8	5,8	5,8	5,9	6	6,1	6,5	6,3	6	6,1	6,5	6,3	5,7
T <sub>2</sub> [°C]	13,3	13,3	13,3	13,3	12,8	12,2	12,2	12,2	12,2	12,2	11,1	11,7	11,7	11,1	11,7	11,7	12,2
P <sub>2</sub> [°C] dew	36,4	36,5	37	37	37	36,5	36,8	37	37,1	37,1	37,1	36,9	36,5	36,5	36,5	36,1	36,1
T <sub>3</sub> [°C]	33	33	33	33	33	33	33	33	33	33	33	33	33	33	33	33	33
P <sub>3</sub> [bar]	15,3	15,4	15,4	15,5	15,5	15,3	15,3	15,3	15,5	15,5	15,6	15,4	15,3	15,5	15,6	15,3	5,2
T <sub>5</sub> [°C]	13,3	13,9	14,4	15	16,1	15	15,6	16,1	16,1	16,1	17,2	17,8	18,9	19,4	19,4	19,4	19,4
P <sub>5</sub> [°C] bub	0,8	1,5	2,1	2,6	4	4	4,5	5,1	5,5	6,9	8	9,5	10,9	10,9	10,9	10,9	10,9
T <sub>6</sub> víz [°C]	20	21,1	21,1	21,1	21,7	21,1	20,6	20	20	20	18,3	17,8	17,2	17,2	17,2	17,2	17,2
P6 [°C] bub	0,5	12,8	12,4	12,2	11,9	11,4	11	10,2	9,8	7	6,2	5,1	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8
P <sub>ref</sub> [W]	306	302	305,5	315	316	304,5	301	305,5	317,5	311,5	310,5	324	320,5	320,5	320,5	320,5	320,5
Q <sub>vez</sub> [W]	0	146	368	527	943	1220	1470	1881	2035	2493	2715	3012	3321	3321	3321	3321	3321
Q <sub>k</sub> [W]	4071	4181	4289	4363	4578	4628	4685	4812	4855	5085	4950	4769	4510	4510	4510	4510	4510
Átlag elpár hőm. [°C]	0,65	7,15	7,25	7,4	7,95	7,7	7,75	7,65	7,65	6,95	7,1	7,3	7,35	7,35	7,35	7,35	7,35
Átlagos-súlyozott elp. numi. T <sub>elc</sub>	-0,6	-0,78	-1,47	-1,31	-1,86	-2,23	-2,32	-2,36	-2,15	0,34	-0,43	-1,05	-0,94	-0,94	-0,94	-0,94	-0,94
Súly. átlag elpár hőm. [°C]	0,80	1,98	3,17	4,01	5,96	6,33	6,92	7,46	7,65	6,96	6,83	6,15	4,54	4,54	4,54	4,54	4,54
T <sub>kondenz</sub> [°C]	35,6	35,8	35,8	36,1	36,1	35,6	35,6	36,1	36,1	36,3	35,8	35,6	35,3	35,3	35,3	35,3	35,3
Közös elpár. Hőm. [°C]	0,2	1,2	1,7	2,7	4,1	4,1	4,6	5,1	5,5	7,3	6,4	5,1	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6
Túlhevítés víz oldalon [K]	19,5	8,3	8,7	8,9	9,8	9,7	9,6	9,8	10,2	11,3	11,6	12,1	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4
Túlhevítés levegő oldalon [K]	12,5	12,4	12,3	12,4	12,1	11	11,1	11	10,6	10,3	9,8	9,8	7,7	6,3	6,3	6,3	6,3
Túlhevítés átlag [K]	15,4	14,9	15	14,5	13,7	13,7	13,2	13,2	12,8	11,6	11,9	12,1	13,6	13,6	13,6	13,6	13,6
Aláhűtés [K]	2,6	2,8	2,8	3,1	3,1	2,6	2,6	3,1	3,1	3,3	2,8	2,6	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3
P <sub>komp</sub> effektív [W]	918	906	917	945	948	914	903	917	953	935	932	972	962	962	962	962	962
P <sub>komp</sub> korrigált [W]	944	951	955	961	964	964	963	960	954	909	937	960	964	964	964	964	964
Q <sub>k</sub> -Q <sub>vez</sub> -P <sub>komp</sub> [W]	3153	3129	3005	2891	2687	2494	2312	2015	1868	1657	1304	785	228	228	228	228	228
COP, mért [-]	4,44	4,61	4,68	4,62	4,83	5,07	5,19	5,25	5,10	5,44	5,31	4,91	4,69	4,69	4,69	4,69	4,69
COP, mért *10 [-]	44,35	46,14	46,80	46,17	48,29	50,66	51,88	52,51	50,98	54,41	53,14	49,07	46,91	46,91	46,91	46,91	46,91
Korrigált Q <sub>c</sub> [W]	4232	4342	4450	4524	4739	4789	4846	4973	5016	5246	5111	4930	4671	4671	4671	4671	4671
Korrigált Q <sub>e</sub> össz [W]	3314	3436	3534	3579	3791	3876	3943	4057	4064	4311	4179	3958	3710	3710	3710	3710	3710
Q <sub>e</sub> össz [W]	3153	3275	3373	3418	3630	3715	3782	3896	3903	4150	4018	3797	3549	3549	3549	3549	3549
Q <sub>vez</sub> /Q <sub>e</sub> össz [-]	-	0,04	0,11	0,15	0,26	0,33	0,39	0,48	0,52	0,60	0,68	0,79	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94
Korrigált Q <sub>vez</sub> /Q <sub>e</sub> össz [-]	-	0,04	0,10	0,15	0,25	0,31	0,37	0,46	0,50	0,58	0,65	0,76	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90
Korrigált COP [-]	4,61	4,79	4,86	4,79	5,00	5,24	5,37	5,43	5,27	5,61	5,49	5,07	4,86	4,86	4,86	4,86	4,86
COP P <sub>komp</sub> -korrigált [-]	4,49	4,57	4,66	4,71	4,91	4,97	5,03	5,18	5,26	5,77	5,45	5,14	4,84	4,84	4,84	4,84	4,84
Léghőmérséklet [°C]	10,8	11,5	12,1	12,6	14	14	14,5	15,1	15,5	16,9	18	19,5	20,9	20,9	20,9	20,9	20,9

T <sub>1</sub> [°C]	16,7	15,6	16,1	16,1	16,7	17,8	16,7	17,2	17,8	18,3	18,3	18,9	18,3	17,8
P <sub>1</sub> [bar]	5,4	5,1	5,3	5,3	5,4	5,7	5,6	5,8	5,1	5,5	6,4	6,3	6,4	5,5
T <sub>2</sub> [°C]	12,8	13,3	13,3	13,3	12,8	12,8	12,8	12,2	12,2	12,2	11,7	11,1	11,1	11,1
P <sub>2</sub> [°C] dew	36,5	36,2	36	36	36,3	36,6	36,7	36,7	36,9	37	37	37	36,8	36,9
T <sub>3</sub> [°C]	33	33	33	33	33	33	33	33	33	33	33	33	33	33
P <sub>3</sub> [bar]	15,4	15,3	15,1	15,2	15,3	15,3	15,3	15,3	15,4	15,5	15,5	15,5	15,4	15,4
T <sub>5</sub> [°C]	22,3	13,3	13,9	14,4	14,4	15,6	13,9	14,4	15,6	15,6	16,7	17,2	17,8	18,3
P <sub>5</sub> [°C] bub	3	0,6	1,1	1,9	2,3	3,5	3	4	4,9	5,2	6,5	6,9	8	9,2
T <sub>6</sub> víz [°C]	16,7	20,6	21,1	21,1	21,1	21,7	21,1	21,1	21,1	20,6	19,4	18,3	17,8	17,8
P <sub>6</sub> [°C] bub	2,1	0,4	1,3	12,9	12,5	12,4	12	11,4	11	10,5	8,6	7,3	6,2	5,1
P <sub>full</sub> [W]	327	322	320	319,5	328,5	332	308	317	316	317,5	318	326,5	335,5	340
Q <sub>air</sub> [W]	3541	0	190	314	518	886	1036	1436	1726	1960	2374	2542	2750	2983
Q <sub>e</sub> [W]	4361	4029	4179	4288	4347	4546	4423	4657	4722	4864	5037	5123	4978	4744
Átlag elpár hőm. [°C]	2,55	0,5	7,05	7,4	7,4	7,95	7,5	7,7	7,95	7,85	7,55	7,1	7,1	7,15
Avgug-szivókat elp. T <sub>avr</sub>	0,10	0,1	-0,07	-1,19	-1,60	-2,03	-2,45	-2,66	-2,48	-2,26	-1,28	0,16	-0,40	-0,54
Súly-átlag elpár hőm. [°C]	2,10	0,60	1,77	2,89	3,80	5,63	5,55	6,76	7,58	7,76	7,68	7,14	6,80	6,04
T <sub>condens</sub> [°C]	35,8	35,6	35,1	35,3	35,6	35,6	35,6	35,6	35,8	36,1	36,1	36,1	35,8	35,8
Közös elpár. Hőm. [°C]	2,2	0,7	1,7	1,7	2,2	3,6	3,1	4,1	5,1	5,5	6,4	7,3	6,4	5,5
Tűlhevítés víz oldalon [K]	14,6	20,2	8,1	8,2	8,6	9,3	9,1	9,7	10,1	10,1	10,8	11	11,6	12,7
Tűlhevítés levegő oldalon [K]	13,7	12,7	12,8	12,5	12,1	12,1	10,9	10,4	10,7	10,4	10,2	10,3	9,8	8,6
Tűlhevítés átlag [K]	14,5	14,9	14,4	14,4	14,5	14,2	13,6	13,1	12,7	12,8	11,9	11,6	11,9	12,3
Aláhűtés [K]	2,8	2,6	2,1	2,3	2,6	2,6	2,6	2,6	2,8	3,1	3,1	3,1	2,8	2,8
P <sub>komp</sub> effektív [W]	981	966	960	959	986	996	924	951	948	953	954	980	1007	1020
P <sub>komp</sub> korrigált [W]	958	947	955	955	958	964	963	964	947	961	924	937	924	961
Q <sub>e</sub> -Q <sub>air</sub> -P <sub>komp</sub> [W]	-161	3063	3029	3016	2844	2664	2463	2270	2048	1951	1709	1602	1222	741
COP, mért [-]	4,45	4,17	4,35	4,47	4,41	4,56	4,79	4,90	4,98	5,11	5,28	5,23	4,95	4,65
COP, mért *10 [-]	44,45	41,71	43,53	44,73	44,11	45,65	47,87	48,97	49,81	51,07	52,79	52,30	49,46	46,51
Korrigált Qc [W]	4522	4181	4330	4439	4498	4698	4574	4808	4873	5015	5188	5274	5130	4895
Korrigált Q <sub>e</sub> össz [W]	3541	3215	3370	3480	3513	3702	3650	3857	3925	4063	4234	4294	4123	3875
Q <sub>e</sub> össz [W]	3 380	3 063	3 219	3 329	3 362	3 550	3 499	3 706	3 774	3 912	4 083	4 143	3 972	3 724
Q <sub>air</sub> /Q <sub>e</sub> össz [-]	1,05	-	0,06	0,09	0,15	0,25	0,30	0,39	0,46	0,50	0,58	0,61	0,69	0,80
Korrigált Q <sub>air</sub> /Q <sub>e</sub> össz [-]	1,00	-	0,06	0,09	0,15	0,24	0,28	0,37	0,44	0,48	0,56	0,59	0,67	0,77
Korrigált COP [-]	4,61	4,33	4,51	4,63	4,56	4,72	4,95	5,06	5,14	5,27	5,44	5,38	5,10	4,80
COP P <sub>komp</sub> -korrigált [-]	4,72	4,41	4,54	4,65	4,69	4,87	4,75	4,99	5,14	5,22	5,61	5,63	5,55	5,09
Léghőmérséklet [°C]	13	10,6	11,1	11,9	12,3	13,5	13	14	14,9	15,2	16,5	16,9	18	19,2

T <sub>1</sub> [°C]	17,2	17,2	16,7	15,6	16,7	16,7	16,7	17,2	17,8	18,3	18,3	18,9	17,8	18,8
P <sub>1</sub> [bar]	5,8	5,7	5,6	5,1	5,2	5,3	5,4	5,7	5,8	5,8	6,1	5,8	6,1	5,8
T <sub>2</sub> [°C]	12,2	12,8	12,8	56	56	56	56	55	55	55	54	54	54	53
P <sub>2</sub> [°C] dew	36,5	36,4	36,5	36,1	36	36,1	36,1	36,5	36,6	36,9	36,8	36	36,5	36,5
T <sub>3</sub> [°C]	33	33	33	32	33	33	32	33	33	33	33	33	33	33
P <sub>3</sub> [bar]	15,2	15,2	15,3	15,1	15,1	15,1	15,1	15,2	15,3	15,3	15,3	15,3	15,2	15,3
T <sub>5</sub> [°C]	20	21,1	72	13,9	14,4	14,4	15	16,1	16,1	16,7	17,2	15,6	16,1	16,1
P <sub>5</sub> [°C] bub	10,9	12,7	11,8	0,9	1,1	1,8	2,5	3,5	3,9	4,5	5	4,5	4,5	5,5
T <sub>6</sub> víz [°C]	17,2	17,2	17,2	20,6	21,1	21,1	21,1	21,1	21,7	21,7	21,7	21,1	20,6	20,6
P <sub>6</sub> [°C] bub	4	3,5	2,8	2,9	12,9	12,6	12,4	12,1	11,9	11,8	11,4	10,9	10,3	10,3
P <sub>full</sub> [W]	340	357	333,5	296	<b>301</b>	<b>305</b>	309	303	313	313	<b>311</b>	308	314	314
Q <sub>des</sub> [W]	3326	3442	3587	0	174	319	569	857	958	1153	1361	1620	1995	1995
Q <sub>c</sub> [W]	4652	4509	4436	4085	4165	4267	4381	4500	4569	4639	4770	4684	4877	4877
Átlag elpár hőm. [°C] Átlagos-szivószut elp.-numm. T <sub>FC1</sub>	7,45	8,1	7,3	1,9	7	7,2	7,45	7,8	7,9	8,15	8,2	7,7	7,9	7,9
Súly. átlag elpár hőm. [°C]	-0,73	-0,28	0,30	-0,20	-0,50	-1,08	-1,87	-1,87	-1,83	-2,59	-1,69	-3,06	-2,35	-2,35
T <sub>kondenz</sub> [°C]	4,83	3,88	2,80	0,90	1,70	2,78	4,07	5,47	5,93	6,69	7,19	7,16	7,85	7,85
Körös elpár. Hőm. [°C]	35,3	35,3	35,6	35,1	35,1	35,1	35,1	35,3	35,6	35,6	35,6	35,3	35,6	35,6
Tűlhevítés víz oldalon [K]	4,1	3,6	3,1	0,7	1,2	1,7	2,2	3,6	4,1	4,1	5,5	4,1	5,5	5,5
Tűlhevítés levegő oldalon [K]	13,2	13,7	14,4	17,7	8,2	8,5	8,7	9	9,8	9,9	10,3	10,2	10,3	10,3
Tűlhevítés átlag [K]	6,3	4,5	60,2	13	13,3	12,6	12,5	12,6	12,2	12,2	12,2	11,1	10,6	10,6
Aláhűtés [K]	13,1	13,6	13,6	14,9	15,5	15	15	14,2	14,2	14,2	13,4	13,7	13,3	13,3
P <sub>komp</sub> effektív [W]	2,3	2,3	2,6	3,1	2,1	2,1	3,1	2,3	2,6	2,6	2,6	2,3	2,6	2,6
P <sub>komp</sub> korrigált [W]	1020	1071	1001	888	903	915	927	909	939	939	933	924	942	942
Q <sub>c</sub> -Q <sub>des</sub> -P <sub>komp</sub> [W]	964	964	963	947	951	955	958	964	964	964	954	964	954	954
COP, mért [-]	306	-4	<b>-151</b>	3197	3088	3034	2885	2734	2672	2547	2475	2140	1940	1940
COP, mért *10 [-]	4,56	4,21	4,43	4,60	4,61	4,66	4,73	4,95	4,87	4,94	5,11	5,07	5,18	5,18
Korrigált Q <sub>c</sub> [W]	45,61	42,10	44,34	46,00	46,12	46,64	47,26	49,50	48,65	49,41	51,12	50,69	51,77	51,77
Korrigált Q <sub>c</sub> összes [W]	4803	4661	4587	4228	4308	4410	4524	4643	4711	4782	4913	4826	5019	5019
Q <sub>c</sub> összes [W]	3783	3590	3587	3340	3405	3495	3597	3734	3772	3843	3980	3902	4077	4077
Q <sub>des</sub> /Q <sub>c</sub> összes [-]	3,632	3,458	3,436	3,197	3,262	3,352	3,454	3,591	3,630	3,700	3,837	3,760	3,935	3,935
Q <sub>des</sub> /Q <sub>c</sub> összes [-]	0,92	1,00	1,04	-	0,05	0,10	0,16	0,24	0,26	0,31	0,35	0,43	0,51	0,51
Korrigált Q <sub>des</sub> /Q <sub>c</sub> összes [-]	0,88	0,96	1,00	-	0,05	0,09	0,16	0,23	0,25	0,30	0,34	0,42	0,49	0,49
Korrigált COP [-]	4,71	4,35	4,59	4,76	4,77	4,82	4,88	5,11	5,02	5,09	5,27	5,22	5,33	5,33
COP P <sub>komp</sub> -korrigált [-]	4,98	4,83	4,76	4,46	4,53	4,62	4,72	4,81	4,89	4,96	5,15	5,00	5,26	5,26
Léghőmérséklet [°C]	20,9	22,7	21,8	10,9	11,1	11,8	12,5	13,5	13,9	14,5	15	14,5	15,5	15,5

$T_1$ [°C]	17,8	18,3	18,3	18,3	18,9	17,8	18,8	18,8	18,8	18,8	18,8	18,8	18,8	18,3	17,8	17,8	17,2	17,2	17,2
$P_1$ [bar]	5,7	5,8	5,8	5,8	6,1	5,8	6,1	6,3	6,3	5,9	5,8	5,6	5,4	5,4	5,6	5,4	5,4	5,4	5,4
$T_2$ [°C]	55	55	55	55	54	54	53	53	53	54	55	55	56	56	55	56	56	56	56
$P_2$ [°C] dew	36,5	36,6	36,9	36,8	36,8	36	36,5	37	36,2	36,8	36,1	36	36,2	36,1	36	36,2	36,2	36,1	36,1
$T_3$ [°C]	33	33	33	33	33	33	33	33	33	33	33	32	33	33	32	33	33	33	33
$P_3$ [bar]	15,2	15,3	15,3	15,3	15,3	15,2	15,3	15,4	15,3	15,3	15,1	15	15,3	15,2	15	15,3	15,3	15,2	15,2
$T_5$ [°C]	16,1	16,1	16,7	17,2	17,2	15,6	16,1	17,2	18,9	19,4	20,6	21,7	24,4	25	21,7	24,4	24,4	25	25
$P_5$ [°C] bub	3,5	3,9	4,5	5	5	4,5	5,5	8,1	9	10,2	11,8	13	15,5	3,1	13	15,5	15,5	3,1	3,1
$T_6$ víz [°C]	21,1	21,7	21,7	21,7	21,7	21,1	20,6	19,4	18,3	17,8	17,8	17,8	17,8	17,2	17,8	17,8	17,2	17,2	17,2
$P_6$ [°C] bub	12,1	11,9	11,8	11,4	11,4	10,9	10,3	7,9	6,2	4,8	3,2	4,1	2	3	4,1	2	2	3	3
$P_{\text{vill}}$ [W]	303	313	313	311	308	314	318	310	310	312	312	313	312	315	312	312	312	315	315
$Q_{\text{vill}}$ [W]	857	958	1153	1361	1620	1995	2485	2759	2826	2826	3252	3370	3384	3543	3252	3370	3384	3543	3543
$Q_{\text{vill}}$ [W]	4500	4569	4639	4770	4684	4877	5134	4963	4726	4553	4503	4236	4236	4346	4553	4503	4236	4346	4346
Átlag elpár hőm. [°C]	7,8	7,9	8,15	8,2	8,2	7,7	7,9	8	7,6	7,5	7,5	8,55	8,75	3,05	7,5	8,55	8,75	3,05	3,05
Auégus-szivózuóv elp. numm. $T_{\text{vill}}$	-1,87	-1,83	-2,59	-1,69	-3,06	-2,35	-0,69	-0,75	-1,72	-0,76	-1,81	0,47	-0,80	3,00	-0,76	-1,81	0,47	-0,80	-0,80
Súv. átlag elpár hőm. [°C]	5,47	5,93	6,69	7,19	7,16	7,85	7,99	7,15	6,32	4,36	4,91	2,23	3,00	3,00	4,36	4,91	2,23	3,00	3,00
$T_{\text{kondenz}}$ [°C]	35,3	35,6	35,6	35,6	35,6	35,3	35,6	35,8	35,6	35,6	35,1	34,9	35,6	35,3	35,1	34,9	35,6	35,6	35,3
Közös elpár. Hőm. [°C]	3,6	4,1	4,1	4,1	5,5	4,1	5,5	7,3	6,4	4,6	3,6	3,1	2,7	2,2	4,6	3,6	3,1	2,7	2,2
Tűlhevítés víz oldalán [K]	9	9,8	9,9	10,3	10,2	10,3	11,5	12,1	13	14,6	13,7	15,2	14,2	14,2	14,6	13,7	15,2	14,2	14,2
Tűlhevítés levegő oldalán [K]	12,6	12,2	12,2	12,2	13,4	11,1	10,6	9,1	9,9	9,2	8,8	8,7	8,9	21,9	8,8	8,7	8,9	21,9	21,9
Tűlhevítés átlag [K]	14,2	14,2	14,2	14,2	13,7	13,3	11,5	12,4	13,7	14,2	14,2	14,5	14,5	15	14,2	14,2	14,5	14,5	15
Aláhűtés [K]	2,3	2,6	2,6	2,6	2,6	2,3	2,6	2,8	2,6	2,6	2,1	2,9	2,6	2,3	2,1	2,9	2,6	2,6	2,3
$P_{\text{komp}}$ effektív [W]	909	939	939	933	924	942	954	930	936	936	936	939	936	945	936	939	936	945	945
$P_{\text{komp}}$ korrigált [W]	964	964	964	954	964	954	909	937	963	964	964	963	958	958	964	963	958	958	958
$Q_{\text{vill}}$ - $P_{\text{komp}}$ [W]	2734	2672	2547	2475	2140	1940	1695	1274	964	365	194	-84	-143	-143	365	194	-84	-143	-143
COP, mért [-]	4,95	4,87	4,94	5,11	5,07	5,18	5,38	5,34	5,05	4,86	4,80	4,53	4,60	4,60	4,86	4,80	4,53	4,60	4,60
COP, mért *10 [-]	49,50	48,65	49,41	51,12	50,69	51,77	53,82	53,37	50,49	48,64	47,96	45,26	45,99	45,99	48,64	47,96	45,26	45,99	45,99
Korrigált $Q_{\text{c}}$ [W]	4643	4711	4782	4913	4826	5019	5277	5106	4869	4695	4646	4379	4488	4488	4695	4646	4379	4488	4488
Korrigált $Q_{\text{c}}$ össz [W]	3734	3772	3843	3980	3902	4077	4423	4176	3933	3759	3707	3443	3543	3543	3759	3707	3443	3543	3543
$Q_{\text{c}}$ össz [W]	3591	3630	3700	3837	3760	3935	4180	4033	3790	3617	3564	3300	3401	3401	3617	3564	3300	3401	3401
$Q_{\text{vill}}/Q_{\text{c}}$ össz [-]	0,24	0,26	0,31	0,35	0,43	0,51	0,59	0,68	0,75	0,90	0,95	1,03	1,04	1,04	0,90	0,95	1,03	1,04	1,04
Korrigált $Q_{\text{vill}}/Q_{\text{c}}$ össz [-]	0,23	0,25	0,30	0,34	0,42	0,49	0,57	0,66	0,72	0,87	0,91	0,98	1,00	1,00	0,87	0,91	0,98	1,00	1,00
Korrigált COP [-]	5,11	5,02	5,09	5,27	5,22	5,33	5,53	5,49	5,20	5,02	4,95	4,68	4,75	4,75	5,02	4,95	4,68	4,75	4,75
COP $P_{\text{komp}}$ -korrigált [-]	4,81	4,89	4,96	5,15	5,00	5,26	5,81	5,45	5,06	4,87	4,82	4,57	4,68	4,68	4,87	4,82	4,57	4,68	4,68
Léghőmérséklet [°C]	13,5	13,9	14,5	15	14,5	15,5	18,1	19	20,2	21,8	23	25,5	25,5	25,5	21,8	23	25,5	25,5	25,5

#### M4. A valós körülmények között történő mérések előkészítése

Kutatásom során összegyűlt információk, mérési eredmények és tapasztalatok alapján ipari partneremmel úgy találtuk, érdemes lenne valós körülmények között, egy családi ház fűtési rendszerébe integrált hőszivattyút összeállítani, műszerezni és tesztelni. Ehhez a Kooperatív Doktori Program keretében kaptunk támogatást, így 2021-ben megindult a berendezés tervezése és kivitelezése. Ehhez igen jó segítséget nyújtott a Doktori Iskola által a tanszéki műhely részére beszerzett szerszám park, valamint a tanszéki anyag- és fogyóeszköz készletek feltöltése. Ezek segítségével, javarészt önálló munkával sikerült megvalósítani az áttelepítést, illetőleg kisebb változtatásokat eszközölni a hőszivattyú berendezésen, melynek fotóját alább mutatom be:



A mért adatok alapján meg tudunk győződni róla, milyen feltételekkel alkalmazható a gyakorlatban az általam javasolt két hőforrású hőszivattyú, illetőleg meg tudjuk ítélni, milyen egyéb területeken nyílnak lehetőségek az alkalmazására. Már az ösztöndíjas időszak alatt fölmerült ugyanis egy másik hasznosítási lehetőség, ahol meglévő vagy újonnan telepített hővisszanyerős légkezelők energetikai tulajdonságait tudnánk javítani egy hasonló berendezéssel.

## KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Szeretném megköszönni Dr. Barótfi István témavezetőmnek és Dr. Géczi Gábor társ-témavezetőmnek az éveken át nyújtott segítséget és motivációt a munkához, nemkevéssé a szakmai és adminisztratív támogatást.

Ugyancsak köszönet illeti Benécs Józsefet, aki jelentősen emelte az általam végezett mérések műszaki színvonalát.

Végül de nem utolsó sorban Korbacska Ákosnak és Horváth Szabolcsnak is szeretnék köszönetet mondani a kísérleti berendezések építésével kapcsolatos segítségükért.