Dr. Sánta Róbert

A hőszivattyús rendszerek tervezése

Dr. Sánta Róbert

A hőszivattyús rendszerek tervezése

DUNAÚJVÁROSI EGYETEM
UNIVERSITY OF DUNAÚJVÁROS

NEMZETI KUTATÁSI, FEJLESZTÉSI ÉS INNOVÁCIÓS HIVATAL

AZ NKFI ALAPBÓL MEGVALÓSULÓ PROJEKT

Dr. Sánta Róbert

A hőszivattyús rendszerek tervezése

A kiadvány megjelenését az Innovációs és Technológiai Minisztérium Nemzeti Kutatási Fejlesztési és Innovációs Alapból nyújtott támogatásával a Mecenatúra 2021 pályázati program finanszírozásában megvalósuló MEC_K 141055 azonosítószámú projekt tette lehetővé.

© Sánta Róbert author, 2023

Lektorálta: Prof. Szlivka Ferenc és Prof. Garbai László

D·U·E PRESS

DUNAÚJVÁROSI EGYETEM
www.uniduna.hu

Kiadóvezető Németh István

Felelős kiadó Dr. habil András István
Felelős szerkesztő Nemeskéry Artúr

Borítótervezés és tördelés Duma Attila
Borítófotó: Németh István Péter
Készült a HTSART nyomdában
Felelős vezető Halász Iván

ISBN 978-615-6142-32-0

Tartalom

Bevezetés 9

1. A hőszivattyús rendszerek jelentősége a megújuló energiák fokozott felhasználását célzó dekarbonizációs stratégiákban. A fenntarthatóság, mint prioritás 11

1.1. Az EU és a klímaváltozás 12
1.2. Az Európai zöld megállapodás 13
1.2.1. Az „Irány az 55%!”-intézkedéscsomag 14
1.2.2. A megújuló energia 15
1.2.3. Az épületek energiahatékonysága 19
1.3. A hőszivattyús rendszerek jelentősége a dekarbonizációs stratégiákban 20
Felhasznált irodalom 23

2. Termodinamikai alapfogalmak 25

2.1 A termodinamika 0. főtétele 25
2.2 A termodinamika I. főtétele 26
2.2.1 Az I. főtétel nyugvó, zárt rendszerre 26
2.2.2 Az I. főtétel nyitott rendszerre 28
2.2.3 Az I. főtétel körfolyamatokra 30
2.3 Termodinamika II. főtétele 33
2.4 Termodinamika III. főtétele 34
2.5 Hőtranszport alapismeretek 35
2.5.1 A hővezetés 35
2.5.2. A hőátadás 37
2.5.3 A hősugárzás 38
Felhasznált irodalom 39

3. A hőszivattyú hőforrásai 41

3.1 A levegő mint hőforrás 42
3.2 A földhő mint hőforrás 42
3.2.1 A földhő kinyerése: talajkollektoros rendszer 43
3.2.2 A földhő kinyerése: talajszondás rendszer 43
3.3 A talajvíz mint hőforrás 50
3.4 A termálvíz mint hőforrás 52
3.5 A hulladékhő mint hőforrás 52
Felhasznált irodalom 54

4. A hőszivattyús rendszerek felépítése és kapcsolásai 57
4.1 A hőszivattyús rendszerek felépítése 58
4.1.1 A levegő-levegő típusú hőszivattyúk 58
4.1.2 A levegő-folyadék típusú hőszivattyúk 59
4.1.3 A folyadék-folyadék típusú hőszivattyúk 60
4.2 A hőszivattyús rendszerek kapcsolásai 63
4.2.1 Monovalens üzemmód 63
4.2.2 Monoenergikus üzemmód 66
4.2.3 Bivalens, párhuzamos üzemmód 66
4.2.5 Bivalens, részben párhuzamos üzemmód 68
Felhasznált irodalom 70

5. A hűtőközegek és hűtőgépolajok 71
5.1 A hűtőközegek 71
5.1.1 A hűtőközegek csoportosítása és alkalmazása 72
5.1.2 A hűtőközegek környezetre gyakorolt hatása (ODP, GWP, TEWI) 76
5.2 A hűtőgépolajok 78
5.2.1 A hűtőközegek-hűtőolajok termodinamikai jellemzői 79
5.2.2 A hűtőolaj hatása a hőátadási tényezőre 83
Felhasznált irodalom 87

6. A kompresszoros hőszivattyús rendszer bemutatása 89
6.1 A hőszivattyús rendszer – hideg vizet szállító köre, hűtési kör 90
6.2 A hőszivattyú áramlási köre 91
6.2.1 A hőszivattyús rendszer – meleg vizet szállító köre, fűtési kör 91
6.3 A hőszivattyús rendszer meleg vizet szállító köre, fűtési kör 100
6.4 A kompresszoros hőszivattyú rendszertani bemenet-kimenet modellje
Felhasznált irodalom 101

7. A hőszivattyú rendszer koncentrált paraméterű matematikai modellje 103
7.1 Az elpárologtató 103
7.1.1 Az egy és kétfázisú hűtőközegek hőátadási tényezőjét meghatározó modellek ismertetése 107

7.1.2 A köpenytéri hűtött közegek hőátadási tényezőjét meghatározó modellek ismertetése 112
7.1.3 Az egy- és a kétfázisú hűtőközegek nyomásesését meghatározó modellek ismertetése 117
7.1.4 Az elpárolgási áramlási kép meghatározása 125
7.2. A kompresszor 129
7.2.1 A dugattyús típusú kompresszor matematikai modellje 130
7.2.2 A Scroll-típusú kompresszor matematikai modellje 137
7.2.3 A Scroll- és a dugattyús kompresszorok összehasonlítása 145
7.3. A kondenzátor 148
7.3.1 Az egy- és kétfázisú hűtőközegek hőátadási tényezőjét meghatározó modellek ismertetése 151
7.3.2 A kondenzációs áramlási kép meghatározása 155
7.4. A fojtószelep 157
Felhasznált irodalom 159

8. A hőszivattyús rendszer elosztott paraméterű determinisztikus matematikai modellje és szimulációs eredményeinek a bemutatása 163
8.1 A hőszivattyús rendszer osztott paraméterű matematikai modellje 163
8.1.1 Az elpárologtató 165
8.1.2 A kondenzátor 170
8.1.3 A kompresszor 171
8.1.4 A fojtószelep 172
8.2 A hőszivattyús rendszer matematikai modelljeinek megoldására alkalmazott numerikus módszer bemutatása 172
8.3 A hőszivattyús rendszer szimulációs eredményeinek bemutatása 174
Felhasznált irodalom 184

9. A kétfokozatú kompresszoros hőszivattyúk 187
9.1 A közbenső hőcserélővel ellátott kompresszoros hőszivattyú 187
9.1.1 A közbenső hőcserélővel ellátott hőszivattyú matematikai modellje 191
9.1.2 A közbenső hőcserélővel ellátott hőszivattyú energetikai jellemzőinek vizsgálata 193

9.2 A hagyományos- és közbenső hőcserélővel ellátott körfolyamat összehasonlítása 196
9.3 A kétfokozatú kaszkád kompresszorral ellátott hőszivattyú 200
9.3.1 A kaszkád hőszivattyú termodinamikai elemzése 201
9.3.2 A kétfokozatú kaszkád kompresszorral ellátott hőszivattyú energetikai jellemzőinek vizsgálata 203
9.4. Az injektoros (EVI) hőszivattyú 204
9.4.1 Az injektoros hőszivattyú matematikai modellje 206
9.4.2 A levegő-víz típusú hőszivattyú összehasonlítása az injektoros hőszivattyúval 207
9.5 Napkollektorral kibővített hőszivattyús rendszer 209
9.6 Esettanulmány – Alacsony hőmérsékletű napelemes hőszivattyú 216
Felhasznált irodalom 218

10. A hőszivattyúk tervezésének és létesítésének szempontjai és módszertana 221
10.1. Tervezési célok meghatározása 221
10.2. A hőterhelés meghatározása 222
10.3. A hőforrás kiválasztása 223
10.4. A hőszivattyú típusának kiválasztása 225
10,5 A hőszivattyús rendszer méretezése 226
10.6. A rendszer üzembehelyezése és karbantartása 227
Felhasznált irodalom 230

Bevezetés

Napjainkban a világ csaknem minden országában az energetikai folyamatok hatékonyságának növelése az érdeklődés előterébe került, ugyanis a modern gazdaságok egyre több energiát igényelnek és használnak, miközben a hagyományos energiahordozók felhasználása egyre több problémát hoz magával, amelyek között elsősorban a természetre gyakorolt növekvő káros hatásokat említhetjük. Az utóbbi évtizedben vált világossá a fosszilis energiahordozók éghajlatváltozásban vélelmezett jelentős szerepe. E hatás erőteljes korlátozó eszköze lehet a megújuló energiahordozók alkalmazásának. A megújuló energiahordozók alkalmazásának igen hatékony és technológiailag kiforrott eszköze a hőszivattyú, főként a kompresszoros berendezések. A hőszivattyús rendszerek meghatározóak a földgázbázisú fűtések kiváltásában, amely alapvető a 2050-ig elérendő energiastratégiai célokhoz. Mindez kellő kiindulópontot szolgáltatott arrak, hogy e szakkönyv mélyreható és gyakorlati betekintést nyújtson a hőszivattyúk világába.

A könyvben a kompresszoros hőszivattyúk üzemének tudományos karakterű tervezésével és létesítésével foglalkoztam, a meglévő fűtési rendszerek adottságait figyelembe véve, s az alacsony hőmérsékletű hőleadók üzemeltetési kritériumaihoz igazodva. A kötet célja, hogy bemutassa a hőszivattyú körfolyamatát megvalósító technológiai berendezésekben, rendszerelemekben végbemenő termodinamikai, hőközlési és áramlástani folyamatokat.

Remélem, hogy a könyv inspiráló és informatív olvasmány lesz mindazok számára, akik érdeklődnek az energiahatékony megoldások iránt, de azoknak is, akik mélyebben szeretnék beleásni magukat a hőszivattyúk (tudományos megközelítésű) világába.

Köszönetnyilvánítás

Szeretném kifejezni a hálámat és köszönetemet professzor Szlivka Ferencnek és professzor Garbai Lászlónak: szakmai segítségükért, amelyet e könyv létrehozása során nyújtottak. Tudásuk, tapasztalataik és lelkesedésük mind hozzájárult ahhoz, hogy a szakkönyv tartalma megbízható és tudományosan is értékes legyen.

Köszönettel és tisztelettel,

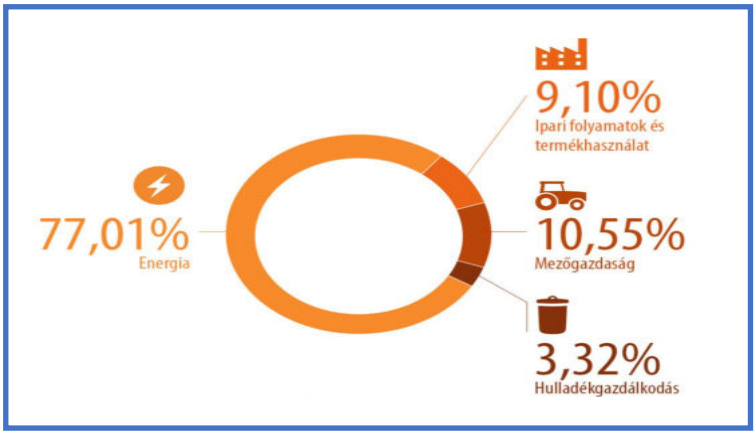
A Szerző

Dunaújváros 2023. november

1. A hőszivattyús rendszerek jelentősége, a megújuló energiák fokozott felhasználását célzó dekarbonizációs stratégiákban. A fenntarthatóság, mint prioritás

Az átlaghőmérséklet az ipari forradalom óta emelkedik, a 2011–2020 közötti időszak az eddig mért legmelegebb évtized volt. A valaha mért húsz legmelegebb év közül tizenkilenc 2000 utáni. A Kopernikusz Klímaváltozás-figyelő szolgálat adatai szerint a 2009-es év a valaha mért legmelegebb év volt Európában [1]. A klímaváltozás már most is különbözőképpen ugyan, de hatással van az európai régiókra. A biológiai sokféleség csökkenéséhez, erdőtüzekhez, a terméshozamok csökkenéséhez és magasabb hőmérsékletekhez vezethet. Az emberek egészségére is hatással lehet. A változást pedig javarészt az üvegházhatású gázok kibocsátásának emelkedése és az emberi tevékenységek okozzák.

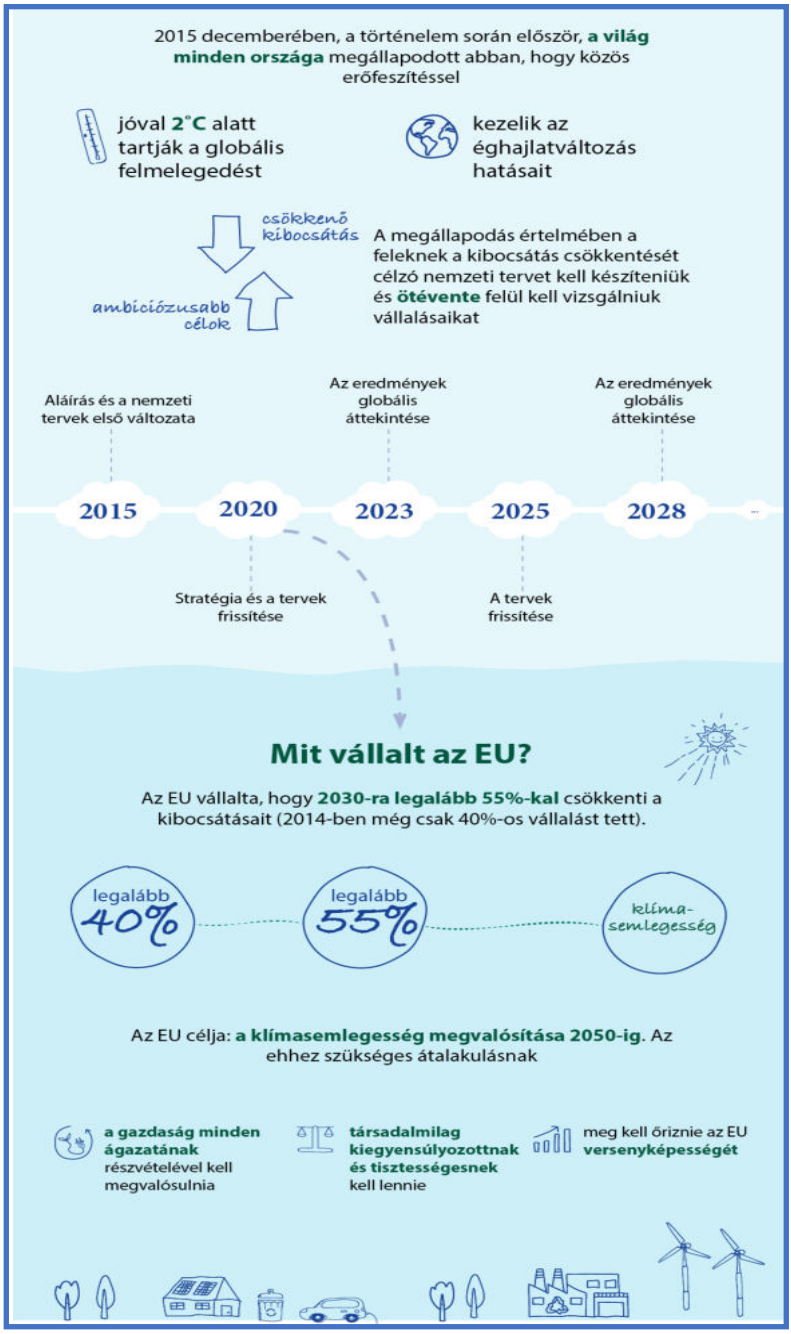
1.1. ábra. Az üvegházhatású gázok kibocsátása ágazatonként 2019-ben [1]



Bolygónkon az átlaghőmérséklet 0,95–1,20°C-kal magasabb, mint a 19. század végén. A szakértők szerint az iparosodás előtti időkhöz viszonyított 2°C-os hőmérséklet-növekedés az a határérték, amely felett sokkal magasabb a kockázata, hogy a Földön veszélyes és potenciálisan katasztrofális környezeti változások történnek. A világ vezetői egyetértenek abban, hogy a legfőbb cél a 2°C-os hőmérséklet-növekedés elkerülése.

1.1. AZ EU ÉS A KLÍMAVÁLTOZÁS

1.2. ábra. A Párizsi Megállapodás: az EU útja a klimasemlegesség felé [2]



Az EU kulcsszerepet játszik az ENSZ klímatárgyalásai során valamennyi tagállam aláírta a párizsi megállapodást is, összehangolják álláspontjukat és uniós szinten közös kibocsátáscsökkentési célokat tűznek ki. A párizsi megállapodás értelmében az EU 2015-ben kötelezettséget vállalt arra, hogy 2030-ig legalább 40%-kal csökkenti az üvegházhatást okozó gázok kibocsátását az 1990-es szinthez képest. 2021-ben a célt 2030-ra legalább 55%-os csökkentésre, 2050-re pedig a klímasemlegességre módosították. Az Európai Bizottság 2019 decemberében mutatta be az európai zöld megállapodást, amely kijelöli az utat Európa számára a karbonsemlegesség felé 2050-ig. A célt az európai klímarendeleten keresztül éri el az EU, amely kötelező értékeket szab meg.

1.2. Európai zöld megállapodás

2021. június 24-én a Parlament elfogadta az új klímarendeletet, amely a jelenlegi 2030-as kibocsátáscsökkentési célkitűzést 40%-ról 55%-ra emeli, és a 2050-re vonatkozó klimasemlegességi célt jogilag kötelező érvényűvé teszi. A nulla nettó kibocsátás célját a klímatörvényben rögzítették. Az európai zöld megállapodás pedig az útiterv.

Az Európai zöld megállapodás célja, hogy:
– 2050-re nullára csökkenjen az üvegházhatású gázok nettó kibocsátása,
– a gazdaság növekedése függetlenedjen az erőforrás-felhasználástól,
– az átállásnak se egyének, se térségek ne legyenek vesztesei.

Az európai zöld megállapodás jóvoltából javulni fog a ma élő emberek és a későbbi generációk jóléte és egészsége.

A megállapodás az alábbiakat ígéri:
– Friss levegő, tiszta víz, egészséges talaj, biológiai sokféleség.
– Korszerűsített, energiahatékony épületek.
– Egészséges és megfizethető élelmiszerek.
– Jobb tömegközlekedés.
– Tisztább energia és tiszta, élvonalbeli technológiai innováció.
– Hosszabb élettartamú, javítható, újrafeldolgozható és újrahasznosítható termékek.
– Időtálló munkahelyek és készségfejlesztés az átállás jegyében.
– Globálisan versenyképes és reziliens ipar.

A Bizottság által 2021. júliusában benyújtott intézkedéscsomag „Irány az 55%” lehetővé teszi Európa számára, hogy elérje a zöld megállapodás céljait. Ide tartozik az energiahatékonysággal, a megújuló energiákkal, a kibocsátáskereskedelmi rendszerrel, a szén-dioxid-határmechanizmussal és az új személygépkocsik és haszongépjárművek szén-dioxid-kibocsátással

kapcsolatos jogszabályok felülvizsgálata. Az EU azon is dolgozik, hogy 2050-re megvalósítsa a körkörös gazdaságot, fenntartható élelmiszerrendszert hozzon létre, valamint megvédje a biológiai sokféleséget és a beporzókat.

Az Európai Bizottság ismertette részletes javaslatát a zöld megállapodás finanszírozásáról is.

A Méltányos átállást Támogató Alap keretében várhatóan 100 milliárd euró összegű köz- és magánberuházást mozgósít az unió. Ezt a pénzt fel lehetne használni például a munkavállalók átképzésére, a vállalkozások támogatására, hogy új foglalkoztatási lehetőségeket teremtsenek, a tiszta energiába történő beruházásokra vagy az épületek szigetelésére [2].

1.2.1. Az „Irány az 55%!”-intézkedéscsomag

Az „Irány az 55%” az EU azon célkitűzésére utal, hogy 2030-ra legalább 55%-kal csökkenjen a nettó üvegházhatásúgáz-kibocsátás. A javaslatcsomag célja, hogy összhangba hozza az EU jogszabályait a 2030-as célkitűzéssel. Az „Irány az 55%”-intézkedéscsomag az uniós jogszabályok felülvizsgálatát és aktualizálását, valamint új kezdeményezések bevezetését célzó javaslatokat tartalmaz, és azt hivatott biztosítani, hogy az uniós szakpolitikák összhangban legyenek a Tanács és az Európai Parlament által elfogadott éghajlatpolitikai célokkal [2].

A javaslatcsomag célja, hogy olyan koherens és kiegyensúlyozott keretet biztosítson az EU éghajlat-politikai célkitűzéseinek eléréséhez, amely:

– méltányos és társadalmilag igazságos átállást biztosít,
– fenntartja és megerősíti az innovációt és az uniós ipar versenyképességét, miközben egyenlő versenyfeltételeket teremt a harmadik országok gazdasági szereplőivel szemben,
– támogatja az EU vezető szerepét az éghajlatváltozás elleni globális küzdelemben.

Az „Irány az 55%”-intézkedéscsomag olyan új uniós jogszabály-javaslatokat foglal magában, amelyek révén az EU és 27 tagállama el kívánja érni a 2030-ra szóló uniós klímacélt. A csomag a következőkkel kapcsolatos jogszabály-javaslatokat tartalmaz [2]:

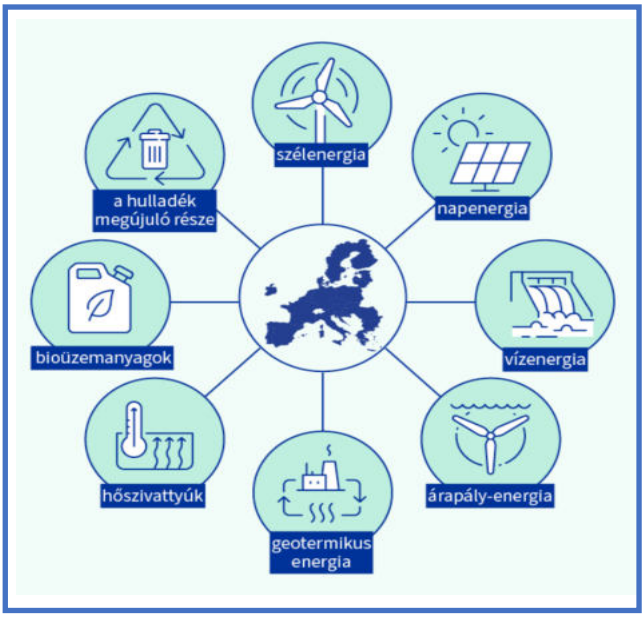
1.3. ábra. Irány 55% ágazati részcéljai [2]

A következő fejezetekben megvizsgáljuk a hőszivattyú számára legfontosabb ágazati részcélokat.

1.2.2. A megújuló energia

A tisztább energiaforrásokra való átállás a klímasemlegesség előfeltétele. 2050-re az EU-ban felhasznált energia nagy részének megújuló energiaforrásokból kell majd származnia. Az EU az „Irány az 55%!”-intézkedéscsomagjával a 2018-ban elfogadott jelenlegi célértékhez képest növelni kívánja a megújuló energia részarányát 2030-ra. Az elfogadott javaslatban a Bizottság a jelenlegi uniós szintű célt, vagyis a megújuló energiaforrásoknak a teljes energiaszerkezetbeli legalább 32%-os részarányát 2030-ig legalább 40%-ra növelné. Javaslatot tesz továbbá különböző ágazati részcélok és ágazatokon átívelő intézkedések bevezetésére, illetve megerősítésére, különös hangsúlyt helyezve azokra az ágazatokra, ahol mindeddig lassabban haladt a megújuló energiaforrások integrálása; ilyen terület különösen a közlekedés, az épületek és az ipar.

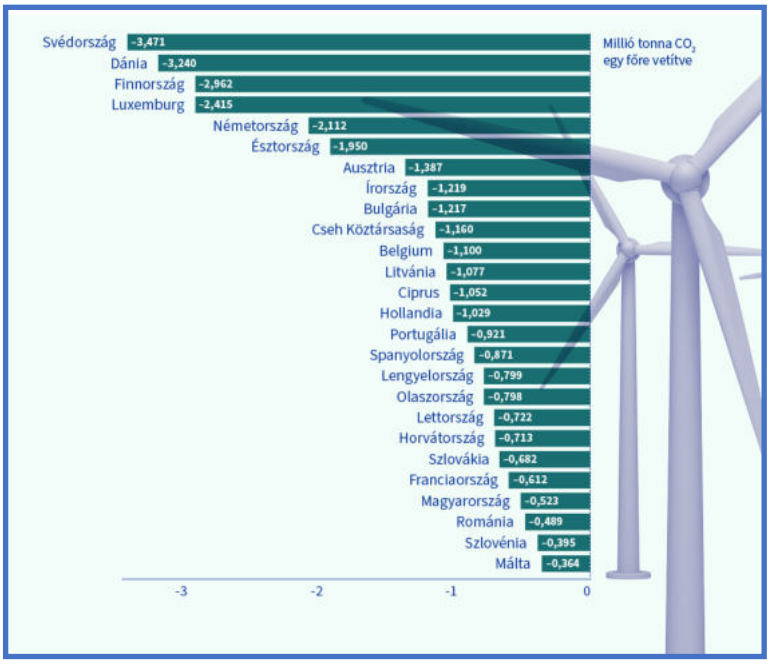
1.4. ábra. A megújuló energia fajtái [2]



A megújuló energiaforrások hasznosítása számos előnyel rendelkezik:
– kevesebb üvegházhatásúgáz-kibocsátás,
– alternatíva az EU fosszilistüzelőanyag-behozatalával szemben,
– jobb levegőminőség és javuló emberi egészség.

2005 óta a fosszilis tüzelőanyagok megújuló energiaforrásokkal való, egyre növekvő helyettesítése az EU-ban az összes kén-dioxid (SO_2) kibocsátásának 7%-os csökkenését és a nitrogén-oxid (NOx) kibocsátásának 1%-os csökkenését eredményezte 2017-ben [2].

1.5. ábra. A megújuló energiának köszönhetően elkerült kibocsátások mennyisége 2020-ban [2]

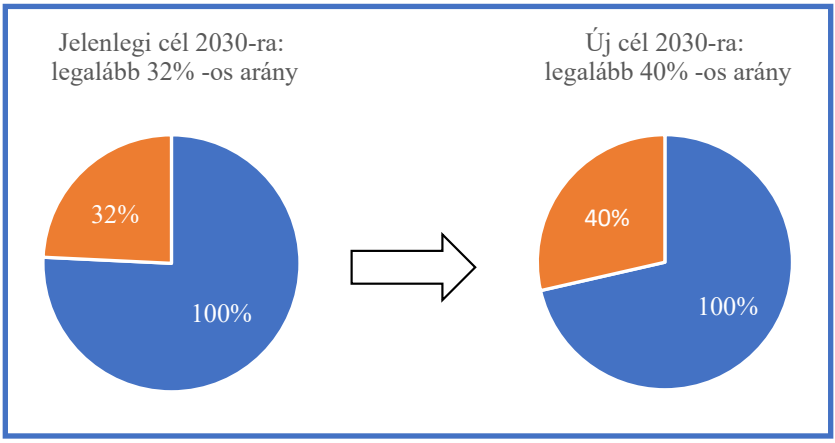


Az EU a teljes energiaszerkezetében jelentősen növelni kívánja a megújuló energia arányát.

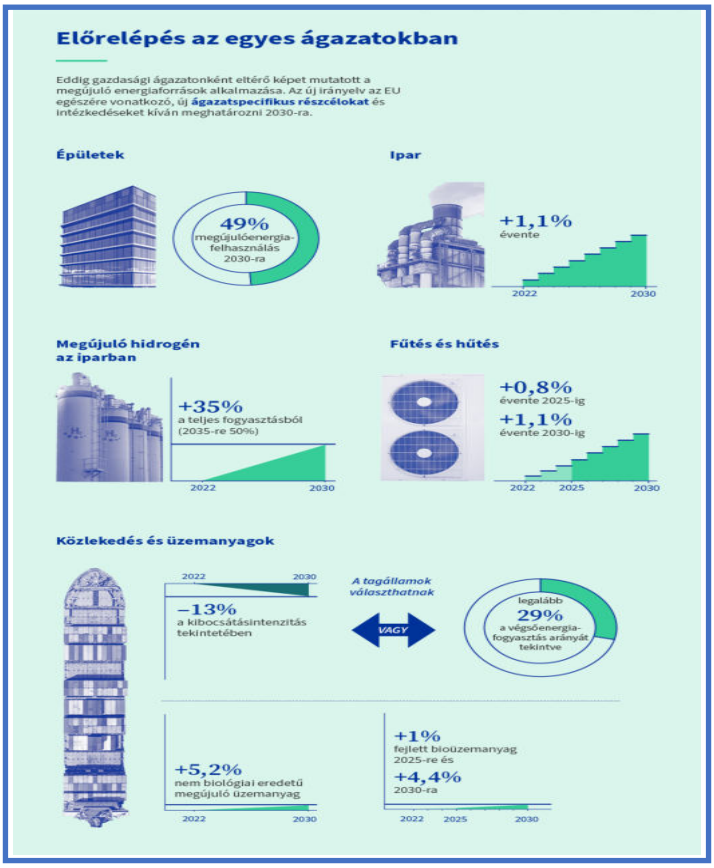
2020-ban az EU energiafogyasztásának 22,1%-a megújuló energiaforrásokból származott, ami mintegy 2 százalékponttal meghaladja a 2020-ra kitűzött 20%-os uniós célt. A 2030-ra kitűzött új uniós cél értelmében csaknem duplájára nő majd a megújuló energia jelenlegi aránya az EU-ban, és így a teljes energiafogyasztás 40%-át teszi majd ki. Tehát 2030-ra a tervek szerint az EU egészében megújuló energiaforrásokból fog származni a felhasznált energia legalább 40%.

Nemzeti szinten minden tagállamnak hozzá kell járulnia a megújuló energiára vonatkozó cél eléréséhez. Az egyes országok a nemzeti energia- és klímatervükben meghatározták a megújuló energiaforrásokkal kapcsolatos, 2030-ra vonatkozó céljaikat. Eddig gazdasági ágazatonként eltérő képet mutatott a megújuló energiaforrások alkalmazása. Az új irányelv az EU egészére vonatkozó, új ágazatspecifikus részcélokat és intézkedéseket kíván meghatározni 2030-ra.

1.6. ábra. Megújuló energia aránya a felhasznált energiából [1]



1.7. ábra. Ágazatspecifikus részcélok [2]



1.2.3. Az épületek energiahatékonysága

Az Unióban az energiafogyasztás 40%-a, valamint az energiával összefüggő közvetlen és közvetett üvegházhatásúgáz-kibocsátás 36%-a az épületek számlájára írható. Az uniós országok az épületek energiahatékonyságáról szóló irányelv felülvizsgálatán dolgoznak annak érdekében, hogy 2030-ra, illetve az azt követő időszakban növekedjen az épületek energiahatékonysága az EU-ban. Az új szabályok fő céljai a következők:

– 2030-ra minden új épületnek kibocsátásmentes épületnek kell lennie,
– a meglévő épületeket 2050-re kibocsátásmentes épületekké kell átalakítani.

1.8. ábra. Az EU meglévő épületállományának energiahatékonysága jelenben és a jövőben [2]

Az új épületeknek a következők szerint kell kibocsátásmentessé válniuk [1]:

– 2028-tól a közintézmények tulajdonában lévő új épületek,
– 2030-tól minden új épület.

2030-tól minden új épület esetében kötelező lesz az energiahatékonysági tanúsítvány.

A meglévő, nem lakáscélú épületek esetében a tagállamoknak energiahatékonysági minimumkövetelményeket kell megállapítaniuk, amelyek az épületek által éves szinten felhasználható energia egy m^2-re eső maximális mennyiségét rögzítik majd (a 2020. januári teljes épületállomány alapján). Két küszöbértéket – egy 15%-os, illetve egy 25%-os küszöbértéket – határoznak majd meg, amelyek a nemzeti épületállomány e küszöbértékeket meghaladó részének felelnek meg.

– 2030-ra minden nem lakáscélú épületnek a megállapított 15%-os küszöbérték alatt kell lennie,
– 2034-re minden nem lakáscélú épületnek a megállapított 25%-os küszöbérték alatt kell lennie.

Lakóépületek esetében pedig minden lakóépület átlagos primerenergia-felhasználásának el kell érnie legalább az alábbiakat:
– 2033-ra: a „D” energiahatékonysági osztály szintje,
– 2040-re: az egyes országok által meghatározott olyan szint, amellyel biztosítható, hogy 2050-re az épületállomány kibocsátásmentes legyen.

2050-től minden meglévő épületnek kibocsátásmentesnek kell lennie. Kivételt képeznek:
– történelmi épületek,
– istentiszteleti és vallási tevékenységekre használt épületek,
– 50 m^2-nél kisebb szabadon álló épületek,
– a fegyveres erők tulajdonában lévő és védelmi célokra használt épületek,
– ipari telephelyek, műhelyek és nem lakáscélú mezőgazdasági épületek.

Az EU épületállományát zöld energiával, napenergiát hasznosító berendezésekkel kell ellátni:
– 2027-től: minden új középület és nem lakáscélú épület (250 m^2 hasznos alapterület fölött),
– 2028-tól: minden alapos felújítás alá vont meglévő középület és nem lakáscélú épület (400 m^2 hasznos alapterület fölött),
– 2030-tól: minden új lakóépület.

Továbbá az új épületeknek és a jelentős felújításon átesett épületeknek az alábbiakkal kell rendelkezniük:
– több töltőpont,
– lefektetett kábelek a nagyobb számú jövőbeli töltőponthoz,
– több parkolóhely a kerékpárok számára.

Várható uniós ösztönzők a felújítások élénkítésére: pénzügyi segítség, adókedvezmények, közigazgatási támogatások.

1.3. A HŐSZIVATTYÚS RENDSZEREK JELENTŐSÉGE A DEKARBONIZÁCIÓS STRATÉGIÁKBAN

Napjainkban a világ csaknem minden országában az energetikai folyamatok hatékonyságának növelése az érdeklődés homlokterébe került, ugyanis a modern gazdaságok és társadalmak egyre több energiát igényelnek és használnak, miközben a hagyományos energiahordozók felhasználásával és ellátásával egyre több probléma jelentkezik. Oroszország Ukrajnával szembeni

katonai agressziója jelentős zavarokhoz vezetett a világ energiarendszerében. A magas energiaárak nehézségeket okoztak, és fokozódtak az energiabiztonsággal kapcsolatos aggályok, előtérbe helyezve az EU-nak az Oroszországból származó gáz-, olaj- és szénimporttól való túlzott függőségét [3].

2022 márciusában az uniós vezetők az Európai Tanácsban megállapodtak arról, hogy a lehető legrövidebb időn belül meg kell szüntetni Európa orosz energiaimporttól való függőségét, és hogy mihamarabb el kell készíteni a REPowerEU-terv részletes változatát. A REPowerEU célja az orosz fosszilis tüzelőanyagoktól való függőségünk sürgős csökkentése a tiszta átállás tervezettnél gyorsabb megvalósítása, a reziliensebb energiarendszer és a valódi energiaunió létrehozása összefogás révén. Az „Irány az 55%!" javaslatcsomagra építve, valamint az energiaellátás és -tárolás biztonságával kapcsolatos intézkedések kiegészítéseként a REPowerEU-terv további intézkedéseket irányoz elő a következők érdekében:

– energiatakarékosság;
– az ellátás diverzifikálása;
– a fosszilis tüzelőanyagok gyors kiváltása Európa tiszta energiára való átállásának felgyorsításával;

A fosszilis tüzelőanyagok fokozatos kivezetését felgyorsítja majd a megújuló energia villamosenergia-termelésben, az iparban, az épületekben és a közlekedésben betöltött szerepének ugrásszerű növelése és elterjedésének felgyorsítása. Ez idővel csökkenteni fogja a villamosenergia-árakat és a fosszilis tüzelőanyagok behozatalát.

Az Európai Unió arra törekszik, hogy megkétszerezze az egyéni hőszivattyúk jelenlegi telepítési arányát, ami a következő 5 évben összesen 10 millió egységet eredményezne.

A tagállamok a következők révén gyorsíthatják fel a nagyméretű hőszivattyúk, a geotermikus energia és a naphőenergia költséghatékony módon történő bevezetését és integrálását:

– olyan távfűtési rendszerek fejlesztése és korszerűsítése, amelyek kiváltják a fosszilis tüzelőanyagokat az egyéni fűtésben;
– tiszta kommunális fűtés, különösen a sűrűn lakott területeken és városokban;
– az ipari hő kiaknázása, amennyiben rendelkezésre áll.

A napenergia-, szélenergia- és hőszivattyú-technológiák ellátási láncainak megerősítése és fenntarthatóbbá tétele érdekében a Bizottság:

– továbbfejleszti a szabályozási keretet, és biztosítja az életciklus-alapú fenntarthatóságot azáltal, hogy 2023 első negyedévében a fotovoltaikus napenergiára vonatkozó környezettudatos tervezési és energiacímkézési követelményeket terjeszt elő, valamint felülvizsgálja a hőszivattyúkra vonatkozó meglévő követelményeket;

– támogatja a tagállamok arra irányuló erőfeszítéseit, hogy a nap- és a szélenergia, valamint a hőszivattyúk értékláncában áttörést hozó technológiákra és innovációra összpontosító potenciális, közös európai érdeket szolgáló fontos projektek révén egyesítsék közforrásaikat.

Az Irány 55% intézkedési terv másik jelentős alfejezetének célja a megújuló energia hasznosítási lehetőségeinek bemutatása az épületenergetika területén. Az épületek energetikai jellemzői, az építési szabványok szorosan összefüggenek a megújuló energiaforrások fűtési-hűtési célú hasznosításával, ezért a terület kiemelt kezelése a megújuló energiaforrások szempontjából is indokolt. Ezen túlmenően egyes megújuló energiaforrás típusok alkalmazása elválaszthatatlanul összekapcsolódik az épületenergetikával.

A magyar épületállomány energetikai állapota az EU-átlagnál rosszabb, ezért azok átalakítása, korszerűsítése különösen jelentős potenciált jelent az energetika területén. Ma a Magyarországon felhasznált összes energia 40%-át az épületeinkben használjuk el, amelynek mintegy kétharmada fűtés és hűtés számlájára írható. Az épületek fűtése az egyik legnagyobb CO2 kibocsátó.

Az épületszektor energetikai korszerűsítésének jelentőségét támasztja alá továbbá az a tény, hogy ebben a szektorban lehet a leginkább költséghatékony módon energiamegtakarítást elérni. Az épületenergetika az EU egyik fő prioritási területe is, mert bizonyítottan ez az a terület, ahol a leghatékonyabban lehet a klímavédelmi célokat teljesíteni. Ezért a Kormány átfogó épület és lakásfelújítási támogatási programot indított az elmúlt években, amely célja az épületek energetikai korszerűsítése, az energiahatékonyság, valamint a megújuló energiaforrások alkalmazásához történő hozzájárulás. A megújuló energiaforrások fokozott mértékű alkalmazásának egyik kitűnő lehetősége a hőszivattyúk alkalmazása [4].

A hőszivattyúk a megújuló és a hulladékenergiák hasznosításával elősegítik a fosszilis tüzelőanyagok gazdaságosabb felhasználását, így jelentősen mérsékelik az építmények energiaellátásának üzemeltetési költségeit. Energetikai szempontból kedvező, hogy a hőszivattyúk alkalmazhatók épületek fűtésére, hűtésére és használati melegvíz előállítására is. Napjaink egyik leghatékonyabb eszköze, hogy energiát takarítsunk meg és a szén-dioxid-kibocsátást csökkentsük. A legnagyobb energiamegtakarítást az energiatermelés és felhasználás ésszerűsítésével, az építmények hőveszteségének csökkentésével, valamint a fűtőberendezések optimális kiválasztásával és üzemeltetésével érhetjük el. Az épületgépészetnek a fűtési technológiák korszerűsítésével a közeljövőben várhatóan nélkülözhetetlen berendezése lehet a hőszivattyú. Ugyanis az újépítésű ingatlanokra 2020 után alkalmazandó „közel-nulla” épületenergetikai szint átlagos 25%-os megújulóenergia-hányad biztosítását teszi kötelezővé, így a jelenleg háztartási méretű kiserőműként definiált termelőegységek további exponenciális növekedése várható. Az egyedi fűtés területén a megújuló „háztáji” (decentralizált) energiatermelés koncepciója elsősorban a hőszivattyús fűtési megoldások ösztönzését jelenti.

Végezetül elmondhatjuk, hogy a hőszivattyús rendszerek meghatározó jelentőségűek a földgázbázisú fűtések kiváltásában, amely alapvető célkitűzése a 2050-es időhorizontot célzó energiastratégiáknak. Ennek során fontos tervezési és létesítési szempont a meglévő fűtési rendszerek adottságainak figyelembevétele, s az alacsony hőmérsékletű hőleadók, illetve a hőforrás üzemeltetési kritériumaihoz való igazodás. A hőszivattyús rendszerek alkalmazásának bővítése a fenntarthatósági követelményeknek maximálisan eleget tesz.

Felhasznált irodalom

[1] Európai Parlament, Klimamegállapodás, sajtóközlemény: 2022. 06. 22. https://www.europarl.europa.eu/news/hu/headlines/priorities/klimamegallapodas-2016/20180305STO99003/az-uveghazhatasu-gazok-kibocsatasanak-csokkentese-az-eu-celjai-es-intezkedesei

[2] Európai Tanács, Sajtóközlemény: 2022. június 27. https://www.consilium.europa.eu/hu/infographics/fit-for-55-how-the-eu-plans-to-boost-renewable-energy/

[3] Sánta, R. (2021): Comparative Analysis of Heat Pump System with IHX Using R1234yf and R134a. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering,* 65., (4.), pp. 363–373.

[4] Sánta, R. Investigations of the performance of a heat pump with internal heat exchanger, *Journal of thermal analysis and calorimetry,* 146., Paper: 11130, p. 11.

2. Termodinamikai alapfogalmak

Ahhoz, hogy megértsük a hőszivattyú körfolyamatában zajló jelenségeket, állapotváltozásokat, rendszer állapotát leíró állapotjelzőket, elengedhetetlenül fontos, hogy áttekintsük a termodinamika alapfogalmait, valamint a szakirodalomban használt hőszivattyú energiahatékonyságát meghatározó alapfogalmakat.

A termodinamika célja, hogy meghatározzuk egy termodinamikai rendszer, amely állapotjelzőivel, azaz fizikai mennyiségeivel definiált és a környezete között végbemenő kölcsönhatásokat. A rendszer és környezete között kétféle kölcsönhatás létezik, a hő és a munka. Amennyiben a rendszert meghatározó állapotjelzők időben állandók, nem változnak, akkor a rendszer egyensúlyban van, amely valamilyen kölcsönhatás következtében változhat csak meg. Ezzel a tárgykörrel az egyensúlyi vagy másnéven klasszikus termodinamika foglalkozik, amely feltételezi, hogy a rendszer mindenkor egyensúlyban van. A nem egyensúlyi termodinamika azonban éppen a rendszer azon változásait elemzi, amelyek pont az egyensúly hiányának következtében lépnek fel.

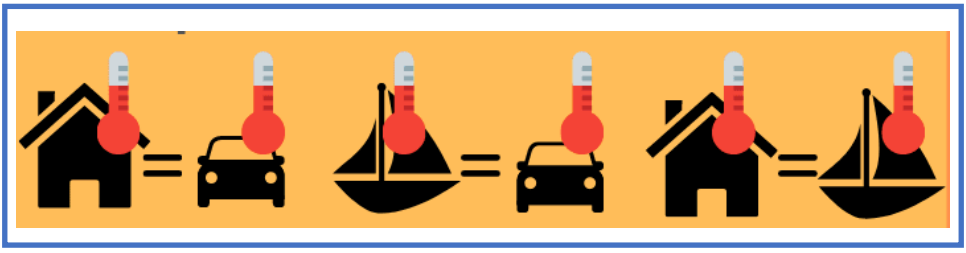
A nem egyensúlyi termodinamika transzportfolyamatokkal, azaz hőközléssel foglalkozik [1].

A termodinamika rendeltetése, miként tudunk hő felhasználásával mechanikai munkát előállítani valamilyen munkaközeg állapotváltozásai során.

2.1 A termodinamika 0. főtétele

Egy nem egyensúlyi termodinamikai rendszerben, olyan folyamatok indulnak el, melyek igyekeznek a rendszerben lévő belső különbségeket csökkenteni. A különbségek folyamatos csökkenésével a folyamatok lelassulnak, végül teljesen megszünnek. A rendszer nyugalomba kerül, és a rendszerben termodinamikai egyensúlyállapot áll elő. Ez az állapot mindaddig fennmarad amig a rendszer mentes minden külső hatástól. A termodinamika nulladik törvénye meghatározza a hőmérséklet fogalmát: ha az 1. rendszer termikus egyensúlyban van a 2. rendszerrel, a 2. rendszer pedig 3. rendszerrel, akkor a 1. rendszer is egyensúlyban van a 3. rendszerrel. Tehát a termodinamikai egyensúly tranzitív. Példa: Ha az autó hőmérséklete megegyezik a ház hőmérsékletével, az autó pedig az iroda hőmérsékletével, akkor az otthon és az iroda hőmérséklete megegyezik egymással.

2.1. ábra. Tranzitívitás

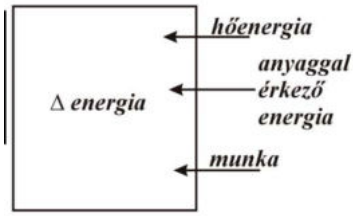


2.2 Termodinamika I. főtétele

A termodinamika első főtétele más néven az energiamegmaradás elve kimondja, hogy az energia a termodinamikai folyamatok során átalakulhat, de nem keletkezhet és nem veszhet el, csak formája változhat. Az energiamegmaradás elve (vagy az energiamérleg) bármely termodinamikai rendszerre a következőképpen fejezhető ki:

2.2. ábra. Termodinamikai rendszer hatásai [1]

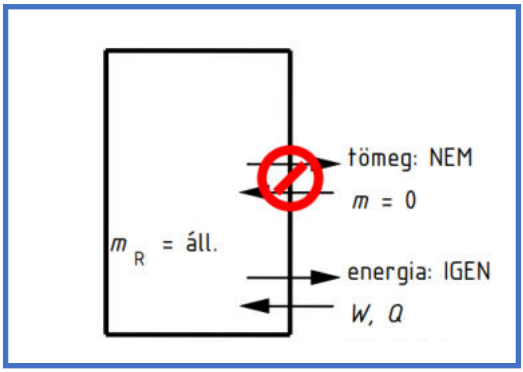
$$\begin{Bmatrix} \text{A rendszer} \\ \text{belső energia} \\ \text{megváltozása} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \text{közölt} \\ \text{hő} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \text{rajta végzett} \\ \text{munka} \end{Bmatrix}$$



2.2.1 Az I. főtétel nyugvó, zárt rendszerre

A nyugvó, zárt rendszer energiája a belső energia. A kinematikai energia nem játszik szerepet, mivel a közeg nyugalomban van, tehát nincs áramlás.

2.3. ábra. A zárt rendszer elvi vázlata [2]



Az I. főtétel alatt azt értjük, hogy a rendszer energiájának megváltozását a közölt hő és a rajta végzett munka eredményezheti.

$$dU=U_2-U_1=Q_{12}-W_{12} \tag{2.1}$$

A termodinamika I. főtétele elemi tömegre:

$$d_q=d_u-p_{dv} \tag{2.2}$$

ahol:
$d_q=dQ/m$ fajlagos hőenergia
$d_u=dU/m$ fajlagos belső energia
$p_{dv}=dW/m$ fajlagos nunka

A technikai munka: W_t, a közeg által végzett munka, leadott energia a zárt rendszerben:

A rendszerbe betáplált energia:

$$H_1=U_1+p_1\cdot V_1 \tag{2.3}$$

A rendszerből kivett energia:

$$H_2=U_2+p_2\cdot V_2 \tag{2.4}$$

$$H=H_1-H_2=(U_1+p_1\cdot V_1)-(U_2+p_2\cdot V_2) \tag{2.5}$$

Az entalpia, állapotjelző: $H=U+pV$, az elemi állapotváltozásra, elemi tömegre vonatkozó entalpia – fajlagos entalpia adiabatikus rendszerben:

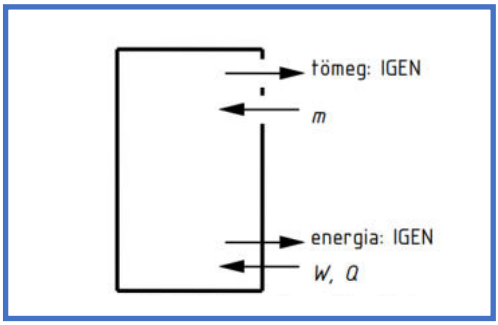
$$h=u+pv \tag{2.6}$$

ahol:
u – fajlagos belső energia,
pv – fajlagos munkavégzés,
$q=c\,dT$ – fajlagos hőenergia.

2.2.2 Az I. főtétel nyitott rendszerre

A nyitott termodinamikai rendszer energiájának megváltozását a hő és/vagy munkavégzés mellett a rendszerbe érkező, illetve az abból távozó anyag által szállított energia okozza.

2.4. ábra. Nyitott rendszer elvi vázlata [2]

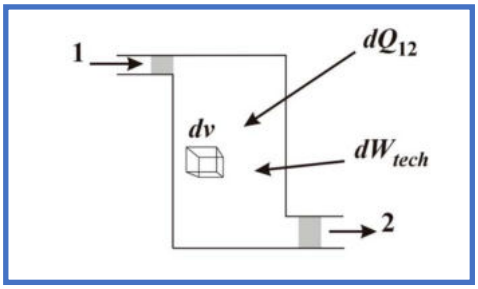


A nyitott rendszerben anyagmozgás lép fel, ezért a meglévő belső energiája (u) mellett kinetikai *($w^2/2$)*, potenciális *(gz)* és áttolási energiát *(pv)* is tartalmaz.

Az I. főtétel nyitott stacionárius rendszerben

Nyitott stacionárius rendszerről akkor beszélünk, ha a termodinamikai rendszer külső hatásai időben állandók, azaz a termodinamikai rendszerbe be- és kiáramló tömegáramok, energiaáramok, és a rendszerben található tömeg paraméterei az időben nem változik [1].

2.5. ábra. Termodinamikai nyitott rendszer elvi vázlata [2]



Egy tetszőleges dV térfogatra felírva a stacioner állapotváltozást:

$$E=\int(u+w^2/2+gz)\cdot\rho dV=const., \qquad (2.7)$$

1 állapot belépéskor: $p_1, T_1, v_1, u_1, w_1, z_1$

2 állapot kilépéskor: $p_2, T_2, v_2, u_2, w_2, z_2$.

A rendszerbe dt idő alatt *dm* tömegű anyag érkezik, és ugyanannyi el is távozik, illetve a rendszerrel dt idő alatt közölt hő dQ_{12} és a rajta végzett munka *dW12*, eközben dm tömegű anyag az 1 állapotból a 2 állapotba áramlik:

$$(u_2+p_2\cdot v_2+(w_2^2)/2+gz_2)-(u_1+p_1\cdot v_1+(w_1^2)/2+gz_1)= \\ =(dQ_{12})/dm+(dW_{12})/dm=\Delta E=0 \qquad (2.8)$$

$$u+pv=h \qquad (2.9)$$

$$(h_2+(w_2^2)/2+gz_2)-(h_1+(w_1^2)/2+gz_1)=q_{12}+w_{12} \qquad (2.10)$$

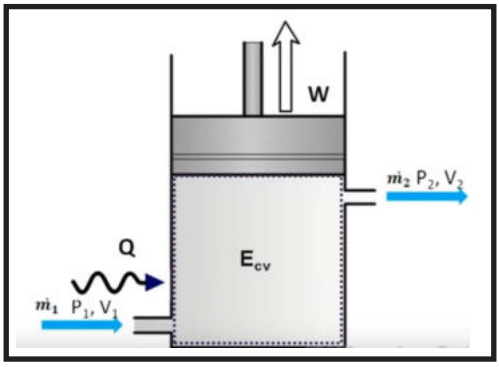
A nyitott rendszer a ki- és beáramló tömegek figyelembevételével zárttá tehető.

Az I. főtétel nyitott instacionárius rendszerben

A rendszerben lévő anyag energiájának időegység alatti megváltozása:

$$dE/dt=d/dt\int(u+w^2/2+gz)\rho dV \qquad (2.11)$$

2.6. ábra. Dugattyú munkatere mint nyitott rendszer [2]



Az egységnyi idő alatt beáramló $(dm_1)/dt$ tömegárammal érkező energia:

$$(u_1+p_1\cdot v_1+(w_1^2)/2+gz_1)\cdot(dm_1)/dt \qquad (2.12)$$

Az egységnyi idő alatt beáramló (dm_2)/dt tömegárammal érkező energia:

$$(u_2+p_2\cdot v_2+(w_2^2)/2+gz^2)\cdot(dm_2)/dt \qquad (2.13)$$

a rendszerrel időegységenként közölt hő, és a rajta elvégzett munka az I. főtétel, az energia-egyensúlyi egyenlet:

$$(u_1+p_1\cdot v_1+(w_1^2)/2+gz_1)\cdot(dm_1)/dt-(u_2+p_2\cdot v_2+(w_2^2)/2+gz_2)\cdot(dm_2)/dt= \\ =dq/dt+dw/dt \qquad (2.14)$$

2.2.3 Az I. főtétel körfolyamatokra

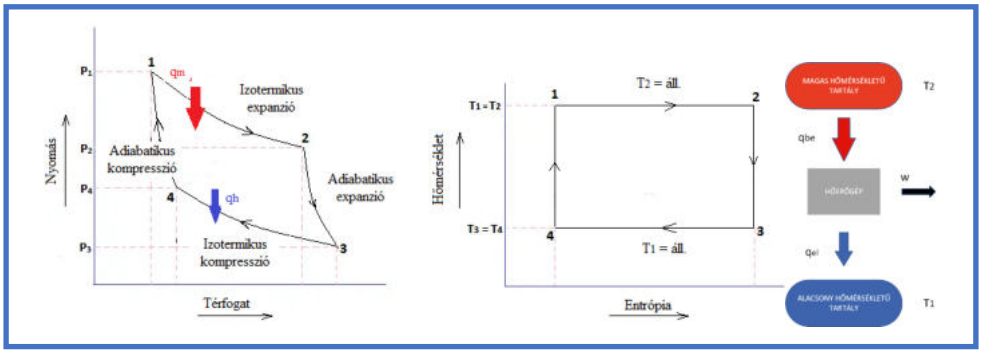
Azokat az energiaforma-átalakításokat, amelyekben hőt felhasználva munkát nyerünk – hőerőgépek, vagy pedig munkát befektetve hőt alacsony hőmérsékletű helyről magasabb hőmérsékletű helyre juttatunk – hűtőgépek és hőszivattyúk, körfolyamatokkal valósítjuk meg [1]. A körfolyamat úgy játszódik le, hogy a munkaközegben valamilyen kezdeti állapotból kiindulva állapotváltozások sora játszódik le, majd pedig a közeg a kiinduló állapotba kerül vissza.

A hőerőgépek

A Carnot-körfolyamat végrehajtása során a rendszer munkát végezhet a környezetén, így hőerőgépként működhet. A hőerőgép működése során a

környezetének egy melegebb régiójából energiát vihet át egy hidegebb régióba és az energia egy részét mechanikai munkává alakíthatja. A körfolyamat körüljárási iránya az óramutató járásával megegyező, a körfolyamatban munkát nyerünk, vagyis a hőerőgép hőenergiából képes mechanikai munkát ellőállítani [3].

2.7. ábra. Carnot-hőerőgép körfolyamata



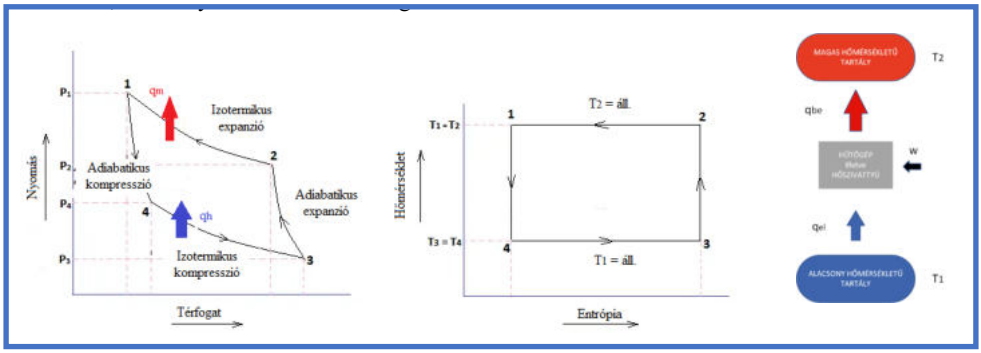
A körfolyamat hatásfoka, amely érték egytől mindig kisebb, a körfolyamatba vezetett hő és a munka aránya:

$$\eta = w/q_m = (T_1 - T_2)/T_2 \qquad (2.15)$$

A hűtőgép

A hűtőkörfolyamat alkalmas kell, hogy legyen alacsonyabb hőmérsékletű tartályból való hőfelvételre és a felvett hő magasabb hőmérsékletű tartályban való hőleadásra mechanikai munka felhasználása mellett. A körfolyamat körüljárási iránya az óramutató járásával ellentétes, a körfolyamatban munkát végzünk.

2.8. ábra. Carnot–hűtőgép körfolyamata



A körfolyamat COP (ε-nal szokás jelölni) értéke, teljesítménytényezője, a körfolyamatban az elvont hő és a munka aránya:

$$\varepsilon=q_h/w=T_1/(T_2-T_1) \qquad (2.16)$$

A hőszivattyú

A hőszivattyú körfolyamata teljes mértékben megegyezik a hűtőgép körfolyamatával, de itt a cél a meleg oldalon leadott hő hasznosítása, míg a hűtőgépek esetében a hideg oldalon elvont hő nagysága az elsődleges cél. A körfolyamat COP-teljesítménytényezője, a körfolyamatból elvont hő és a bevezetett munka aránya.

$$COP=q_m/w=T_2/(T_2-T_1) \qquad (2.17)$$

A leadott hőteljesítmény és a kompresszor által felvett elektromos teljesítmény hányadosa a COP, amely megmutatja, hogy 1 kW elektromos energiából mennyi hőenergiát állít elő a hőszivattyú.

Nagyon fontos a hőszivattyúk üzemeltetése során, hogy az elektromos fogyasztásukat illetően összehasonlíthatóak legyenek egymással, gazdaságossági és környezetvédelmi szempontból is.

A hőszivattyúkat csak és kizárólag azonos hőmérsékletviszonyok mellett lehet COP-szám alapján összehasonlítani, és a COP közlésének is csak így van értelme. Ez az érték csak bizonyos működési körülmények közt, stacioner állapotban adja meg a hatékonyságot, nem ad teljes képet, hogy egy hőszivattyú eltérő körülmények közt hogyan is fog működni. Márpedig az időjárás állandóan változik, a hőszivattyúnak állandóan ehhez alkalmazkodnia kell, tehát nem lehet állandó működési körülményektől beszélni [1].

SCOP – szezonális teljesítménytényező (Seasonal Coefficient of performance)

A VDI 4650 szerint:

$$\beta_h=(\varepsilon_{N1}\cdot F_{\xi 1}+\varepsilon_{N2}\cdot F_{\xi 2}+\varepsilon_{N3}\cdot F_{\xi 3}\cdot F_{\theta\Delta})\cdot F_{\theta\Delta} \qquad (2.18)$$

ahol:

β_h – az éves munkaszám,
ε_{N1} – az adott külső hőmérséklethez tartozó COP,
$F_{\xi 1}$ – egyéb üzemi korrekciós tényező,
$F_{\theta\Delta}$ – az előremenő és a visszatérő víz hőmérséklet különbségétől függő korrekciós tényező.

Egy adott hőszivattyú meghatározott feltételek mellett felhasznált fűtési hőenergiájának, és ennek előállítására felhasznált elektromos energiájának hányadosa, amely feltételeket külön szabvány rögzít egyes országokban.

SPF – szezonális jósági faktor (Seasonal Performance Factor) kW/kW

Egy adott hőszivattyú az egész fűtési szezonban előállított fűtési hőenergiájának, és az ehhez felhasznált elektromos energiának a hányadosa. Az érték mért adatokon alapszik és egy már üzemelő rendszert lehet vele jellemezni.

SPF = Teljes éves hőteljesítmény / Évente fogyasztott összes villamos energia

$$SPF=Q_{(hő\text{-}mért\text{-}idény)}/W_{(elektr.\text{-}mért\text{-}idény)} \quad [-] \qquad (2.19)$$

az SPF érték nagyban függ a felhasználói szokásoktól, és a rendelkezésre álló hőforrástól (különösen igaz ez a levegős gépek esetében, hiszen a levegő hőmérséklete sokkal tágabb határok között változik, mint a talajszonda hőmérséklete) [4].

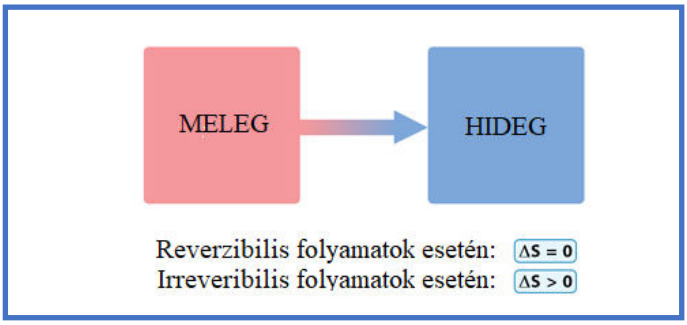
2.3 TERMODINAMIKA II. FŐTÉTELE

Az I. főtétel alapján arra a megállapításra juthatunk, hogy minden irányú energiaátalakítás egyformán lehetséges, viszont tapasztalataink alapján tudjuk, hogy ez csak részben lehetséges. Mechanikai munkavégzés során fellépő súrlódási veszteségek hővé alakulnak át, amely hő már nem alakítható vissza teljes egészében mechanikai energiává. Nincs olyan valóságos folyamat, amely visszafelé is lejátszatható lenne úgy, hogy sem a rendszerben, sem pedig a környezetben ne maradjon vissza semmilyen változás. Tehát elmondható, hogy a természeti folyamatok irreverzibilisek (visszafordíthatatlanok).

A termodinamika II. főtétele két részből áll [2]:

– Minden termodinamikai rendszernek van két olyan állapotfüggvénye: S és a T, melyek segítségével a rendszer bármely kicsiny kvázisztatikus és reverzibilis állapotváltozása esetében a felvett hőmennyiség $dQ=TdS$ alakban fejezhető ki.
– A valóságos folyamatok esetében a magára hagyott rendszerek entrópiája csak növekedhet.

2.9. ábra. Folyamatok iránya



Megállapíthatók, hogy a folyamatok mindig olyan irányúak, hogy a hatásukra az inhomogenitásuk csökken a folyamatok a hajtóerő csökkenése miatt lassulnak és a rendszer egyre közelebb kerül az egyensúlyi állapothoz [2].

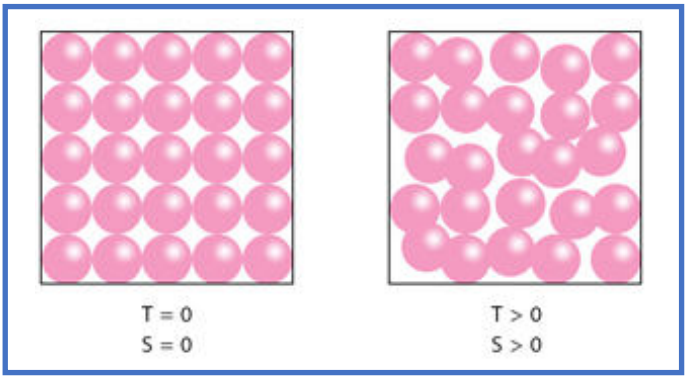
2.4 Termodinamika III. főtétele

A termodinamika 3. főtétele az egyik legérdekesebb és legkülönlegesebb törvény a termodinamika világában. Ez a tétel megmondja nekünk, hogyan viselkednek a dolgok, amikor az abszolút nulla hőmérséklet felé közelednek.

Az abszolút nulla hőmérséklet az a legalsó hőmérséklet, amit egy anyag el tud érni, és csak megközelíthetjünk, de soha nem érhetjük el a valóságban. Az abszolút nulla hőmérséklet -273,15 Celsius foknak felel meg vagy 0 Kelvinnek nevezik.

A 3. főtétel azt mondja nekünk, hogy az anyagok entrópiája eléri a nullát az abszolút nulla hőmérsékleten. Az entrópia egy mértékegység arra, hogy mennyire rendezett vagy rendezetlen egy rendszer. Tehát amikor az anyagok elérik az abszolút nulla hőmérsékletet, akkor teljesen rendezett állapotban vannak és az entrópia nulla lesz.

2.10. ábra. A kristákyszerkezetű tiszta anyagok entrópiája [4]



A tökéletes kristályszerkezetű tiszta anyagok abszolút entrópiája nulla, ha a termodinamikai hőmérséklet nulla. Ez egy nagyon speciális és érdekes jelenség, mivel azt jelenti: ahogy felmelegítjük az anyagot, az entrópia mindig nőni fog. Tehát az abszolút nulla hőmérséklet elérése teljesen rendezett állapotot jelent.

2.5 Hőtranszport alapismeretek

Az energia hőként történő átadása mindig a magasabb helyről az alacsonyabb energia szint felé történik, amikor pedig a két közeg hőmérséklete kiegyenlítődik akkor a termodinamikai egyensúly lép fel. A hőtranszport három különböző módon valósulhat meg, a hőmérsékletkülönbségnek köszönhetően: hővezetés (kondukció), hőátadás (konvekció), és hősugárzás (radiáció).

2.11. ábra. A hőtranszport formái [5]

2.5.1 A hővezetés

Gázokban az atomok, molekulák rendezetlen mozgása miatti ütközéseknek (és a diffúzió) következtében terjed az energia. A fémekben a hő két párhuzamos, majdnem független mechanizmus révén terjed, egyrészt a kristályrácsot alkotó atomok rezgése által, másrészt a szabad elektronok diffúziója révén. A nem fémes anyagok és folyadékok esetén az energia terjedése rugalmas elemi hullámok révén valósul meg. A hővezetésre a francia fizikus és matematikus, Jean-Baptiste Joseph Fourier állított fel egy tapasztalati összefüggést a 19. század elején. Megfigyeléseik szerint a vezetés útján időegység alatt terjedő hőáram (Q) mennyisége egyenesen arányos a hőmérsékletkülönbséggel (t_1-t_2), a felületek nagyságával (A) és fordítottan arányos a felületek távolságával (x) és arányos a szilárd test anyagára jellemző (λ) ún. hővezetési tényezővel. A mínusz előjel mutatja, hogy a hőáram a csökkenő hőmérséklet felé áramlik [3].

$$\dot{Q}=-\lambda\cdot A\cdot(t_1-t_2)/x \qquad (2.20)$$

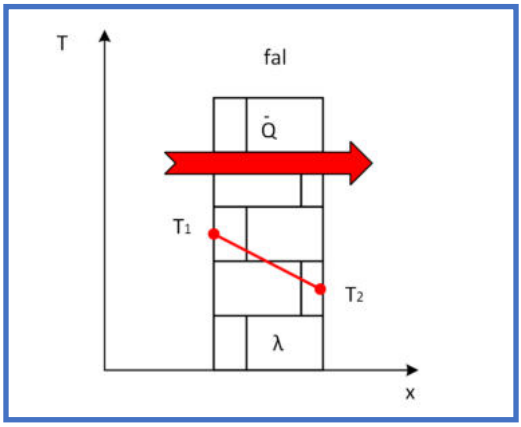
Bevezetve a hőáramsűrűséget:

$$q=\dot{Q}/A=-\lambda\cdot dt/dx \qquad (2.21)$$

$$q=-\lambda\cdot grad\ t \qquad (2.22)$$

Az egyenletben szereplő λ a hővezetési tényező, anyagjellemző, amely két szemközti felület között egységnyi hőmérséklet hatására, időegység alatt átjutó hőmennyiség. Azokat az anyagokat, amelyek rosszul vezetik a hőenergiát, hőszigetelőknek nevezzük. Ilyen pédául az egyatomos gázok, argon, kripton; de akár a levegő is idetartozik.

2.12. ábra. Hővezetés sík falon keresztül



A *4.21. egyenlet* az Ohm törvény analógiájára a (λ/x) hányados az ellenállás reciprokát jelenti. Ha bevezetjük a fajlagos hővezetési ellenállás fogalmát,

$$R=x/\lambda \qquad (2.23)$$

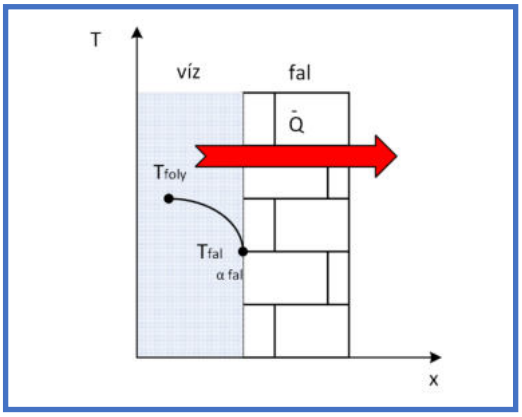
Akkor a hővezetési törvény alábbi alakját nyerjük:

$$\dot{Q}=A\cdot(t_1-t_2)/R=A\cdot\Delta t/R \qquad (2.24)$$

2.5.2 A hőátadás

A szilárd testekben lejátszódó hővezetési folyamatokat a legtöbb esetben az okozza, hogy azok a felszíni hőmérsékletüktől eltérő hőmérsékletű folyadékkal (gázzal) érintkeznek. A szilárd felszín és a folyadék határon át való hőterjedése a hőátadás. Amely általában egy hővezetés és egy konvekció együttes hatásaként jön létre [3].

2.13. ábra. Hőátadás folyadék és szilárd test között



A hőátadás alapegyenlete Newton szerint:

$$\dot{Q}=\alpha\cdot A\cdot(T_{foly}-T_{fal}) \qquad (2.25)$$

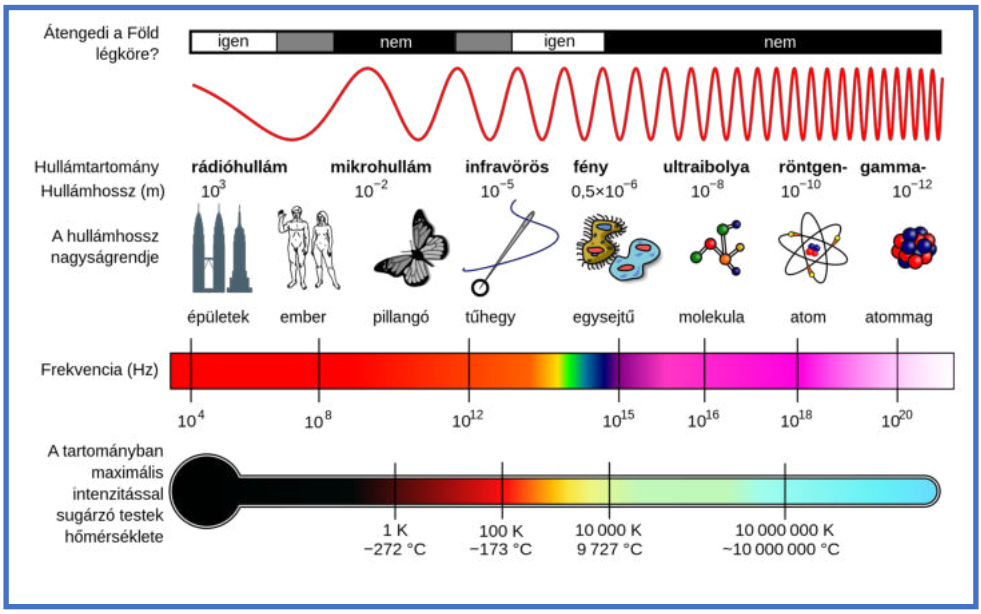
$\dot{Q}$ [W] – *a szilárd test felszínén fellépő hőáram*
A [m^2] – *folyadékkal érintkező felület*
T_{fal} [K] – *test feszínének hőmérséklete*
T_{foly} [K] – *a folyadék hőmérséklete*
α [W/(m² K)] – *a hőátadási tényező*

A hőátadási tényező becslése:
– Kísérletek alapján meghatározható.
– Általánosítás szükséges, hogy becsülni lehessen, különböző formájú és elrendezésű. testeket különböző közegekben, áramlási viszonyok mellett.
– Dimenzióanalízis.

2.5.3 A hősugárzás

A hő terjedésének ehhez a formájához nincs szükség közvetítő közegre, az energiát elektromágneses hullámok közvetítik. Minden test folyamatosan bocsát ki hősugárzást. A hősugárzás két különböző hőmérsékletű test között egyenesvonalúan terjed [5]. A hősugárzás szobahőmérsékleten csekély. A sugárzó test hőmérsékletének emelkedésével az elektromágneses sugárzás energiája növekszik, a sugárzás uralkodó hullámhossza csökken, az infravörös tartományból a látható fény tartománya felé tolódik el. Ha egy testet sugárzás ér a beérkező sugarak egy részét az agyag átereszti – a transzmisszió, egy részét elnyeli – az abszorbció egy részét pedig visszaveri = reflexió [3].

2.14. ábra. Elektromágneses sugárzás [3]



Azt a hőmennyiséget, amelyet két test egymásnak sugárzással átad, Stefan–Bolzmann törvényével lehet meghatározni.

$$Q=C\cdot A\cdot(T/100)^4\cdot\tau \qquad (2.26)$$

A fajlagos kisugárzott hőáram:

$$\dot{q}=Q/(A\cdot\tau)=C\cdot(T/100)^4 \qquad (2.27)$$

Ha két test egymásra sugároz és a két test azonos felületű és párhuzamos helyzetű, akkor a sugárzással átadásra kerülő hőáram a két sugárzás különbsége:

$$\dot{q}=C_1\cdot(T_1/100)^4-C_2\cdot(T_2/100)^4 \qquad (2.28)$$

FELHASZNÁLT IRODALOM:

[1] Környei Tamás (1999): *Hőátvitel.* Budapest: Műegyetemi Kiadó–BME.

[2] Bihari Péter (2001): *Műszaki termodinamika.* Budapest: Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem.

[3] Szlivka Ferenc (2014): *Hő- és Áramlástechnika.* Budapest: Óbudai Egyetem. http://www.energiaporta.hu/download/A_hoszivattyuzsas_idoszeru_kerdesei.pdf

[4] Jakab Zoltán–Láng Lajos (2006): *Kompresszoros hűtés I-II.* Budapest: Hűtő- és Klímatechnikai Vállalkozások Szövetsége.

3. A hőszivattyú hőforrásai

A kompresszoros hőszivattyú (továbbiakban hőszivattyú), amely megfelelő teljesítménytényező mellett hatékonyabb energiakihasználást tesz lehetővé a primer energiák közvetlen kihasználásához képest, a mechanikai energia mellett egy hozzá kapcsolható alacsony hőmérséklet szintű hőforrást is igényel.

A hőszivattyúk hőforrásai többnyire megújuló, környezetünk természetes energiaforrásai. A kompresszoros hőszivattyúk hőforrásai többnyire megújuló energiaforrások, amelyeket következőképpen lehet osztályozni [1]:

– talajhő,
– külső levegő,
– talajvíz,
– felszíni vizek
– termálvizek,
– hulladékhő (ipari folyamatok kidobandó levegője, elfolyó vizek stb.).

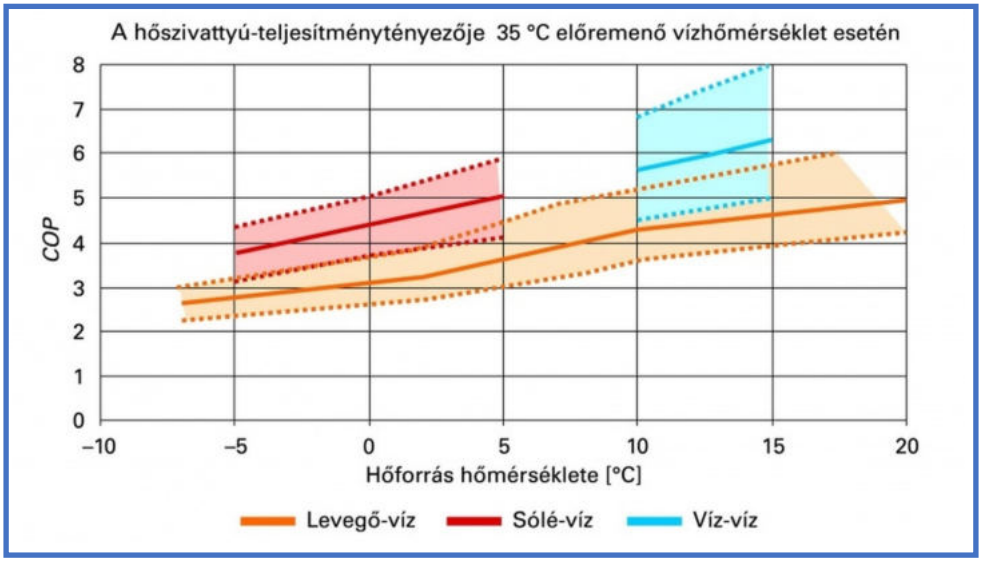
Ezek a hőforrások biztosítják a primer energiaellátást a hőszivattyúk számára. A hőszivattyúk ezt felhasználva, a hőszivattyús körfolyamat közbeiktatásával, további energiabevitellel magasabb, a fogyasztó által hasznosítható hőmérsékleti szintre juttatják. Az ideális hőforrás kiválasztásánál figyelembe kell vennünk, hogy az milyen hőmérsékleti szinten és mennyiségben, valamint milyen kitermelési feltételekkel áll rendelkezésünkre. A következő táblázatban összehasonlítjuk a hőszivattyú hőforrásainak jellemzőit.

3.1. táblázat. A hőszivattyú hőforrásainak jellemzői

	Külső levegő	Talaj		Talajvíz
		Talajkollektor	Talajszonda	Kút
Időjárás	erősen függ	függ	független	független
Rendelkezésre				
Állás	nagyon jó	átlagos	nagyon jó	átlagos
Hűtésre hasznosítható	átlagos	átlagosan	nagyon jól	kiválóan
Engedélyeztetés	nem	bejelentésre kötelezett	szükséges	szükséges
Költségek	alacsony	magas	nagyon magas	magas
Hatásfok	változó	változó	magas	nagyon magas

Az ideális hőforrás kiválasztásánál figyelembe kell venni a rendelkezésünkre álló hőforrás kiaknázási lehetőségeit, a közeg hőmérsékletét és nem utolsó sorban a felhasználható hő mennyiségét, a hőforrás rendelkezésre álló kapacitását. Az ideális hőforrás stabil, bőségesen rendelkezésre áll, nem okoz szennyezést, jó termofizikai tulajdonságai vannak [2].

3.1. ábra. COP értéke a hőforrás függvényében [3]



3.1 A LEVEGŐ, MINT HŐFORRÁS

A külső levegő hasznosítása levegő–hűtőközeg típusú hőcserélővel valósul meg, amely a hőszivattyús körfolyamat része (elpárologtató). A hőcserélőre a külső levegő kényszerített áramlással érkezik, melyet ventilátor beszerelésével érhetünk el. Kényszerített áramlás esetén jobb hőátadás érhető el a külső levegő és a körfolyamatban található hűtőközeg között. Hátránya, hogy a levegő hőmérséklete nem állandó, az időjárás függvénye, így a rendszer hatékonysága tág határok között változó. Átmeneti időben viszont jó hatékonysággal üzemel, sőt beruházási költsége ennek a megoldásnak a legalacsonyabb, és a levegő, mint hőforrás mindenhol rendelkezésre áll [4].

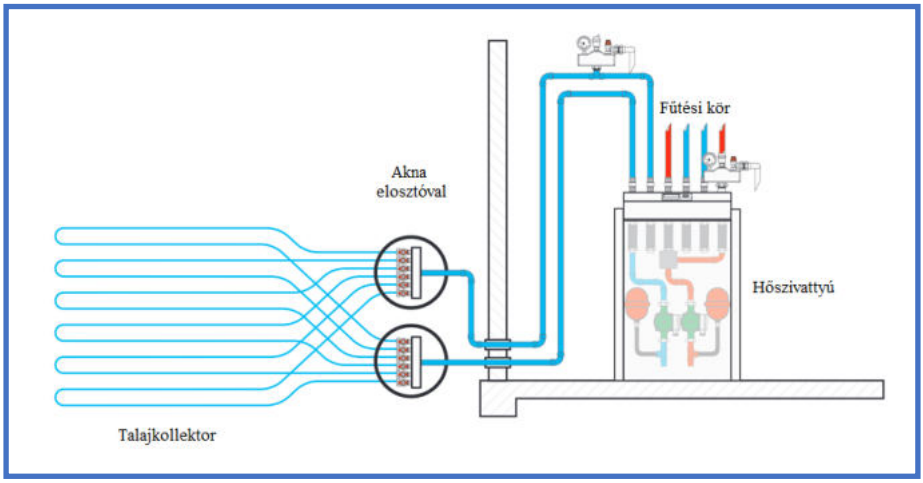
3.2. A FÖLDHŐ, MINT HŐFORRÁS

A talajhő hasznosítása talajszondák által valósul meg. A talajszondás rendszer tervezésénél figyelembe kell venni az egyes talajszondák terhelését. A talajszondákból kinyerhető ideális folyadék hőmérséklet 5–8 °C között található. Rosszul tervezett rendszereknél a talajszondás rendszer fagyása is bekövetkezhet.

3.2.1. A földhő kinyerése: talajkollektoros rendszer

A vízszintes kialakítású talajkollektoros rendszer esetében 1.6–2 méter mélyen, a fagyhatár alá fektetett csőkígyók segítségével történik a hő kinyerése a talajból. A csövek anyaga polietilén vagy műanyaggal bevont réz. A csőtávolság a talaj tulajdonságaitól függ, 0,6–1 m között kell lennie, így az elfagyási sugarak nem érnek össze. A talajkollektoros rendszer alkalmazásához, a fűtési hőigény nagyságától továbbá a talaj minőségétől függően elegendő nagyságú kiásható földfelület szükséges a csőkígyók fektetése számára. Az említett mélységben a talajhőmérséklet a léghőmérséklet és a napsugárzás intenzitásának függvényében jelentősen változik az év folyamán, ezért ezzel a kialakítással alacsonyabb teljesítménytényező érhető el, mint a talajszondás változattal. A kinyerhető teljesítmény tehát a talajtól függ és fajlagos értéke 0,6–1,0 m csőtávolság, valamint 1,2–1,5 m fektetési mélység esetén 10–40 W/m2 között van [5].

3.2. ábra. Talajkollektor [5]

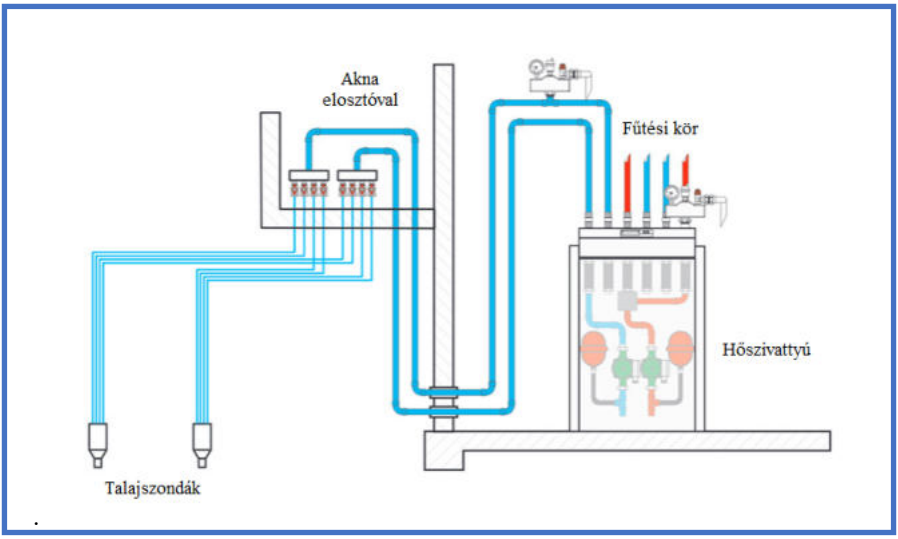


3.2.2. A földhő kinyerése: talajszondás rendszer

A talajszondák egy szondatalpból és két függőlegesen vezetett, végtelenített csőhurokból állnak. A szondát egy talajfuratban kell elhelyezni. A szonda behelyezése után a rések kitömése érdekében a furatba szuszpenziót (pl. bentonit) kell bepréselni. A szuszpenziónak megszilárdulása után a talajba való tömör, tartós, fizikailag stabil bekötést kell biztosítani a szondának. Ezáltal lehet a jó hőátadást elérni.

A függőleges kialakítású talajszondás rendszerek nagy előnye, hogy a talaj hőmérséklete megfelelő mélységben gyakorlatilag évszaktól független, egész évben állandó. A talajszondával rendelkező hőszivattyúk alkalmasak a hőszükséglet kielégítésére az egész fűtési és hűtési szezonban, ugyanis a szondák hőcserélőként viselkednek, leadják vagy felveszik a hőt a talajtól.

3.3. ábra. Talajszondás rendszer [5]



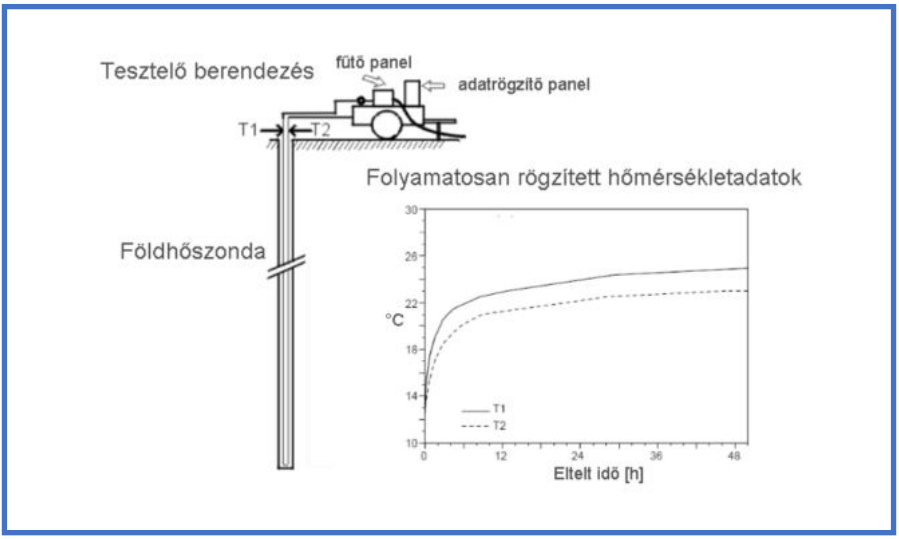
A talajszonda energetikai vizsgálatában a legfontosabb kérdés a kinyerhető hőteljesítmény meghatározása. A kinyerhető hőteljesítmény úgy állapítható meg, ha meghatározzuk, hogy a keringetett folyadék mennyit melegszik. A melegedés a talaj és a folyadék közötti hőátvitellel modellezhető. A hőátvitel mértéke a mélység függvényében pontról pontra változik, tekintve, hogy a talaj hőmérséklete is a mélység függvényében ismert módon változik, lefelé haladva növekszik.

3.2.2.1 A szondák méretezése

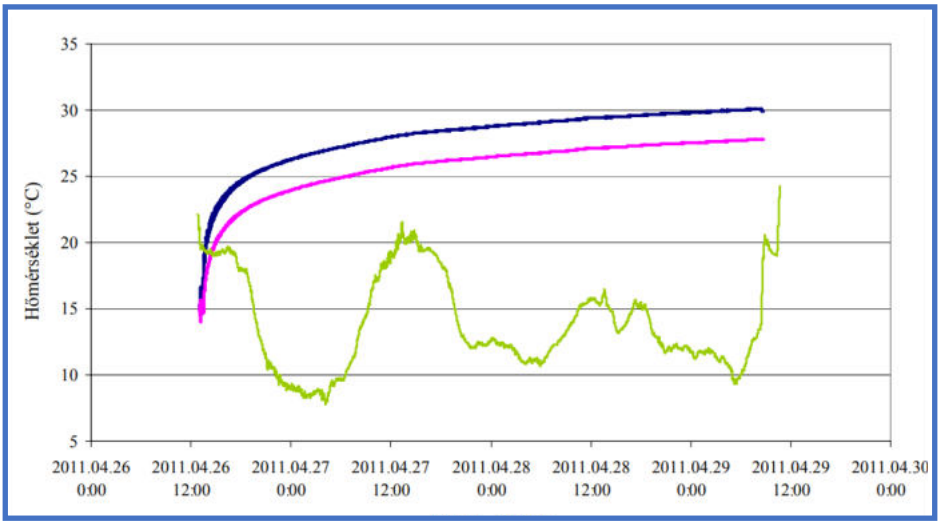
A nagyobb rendszerek tervezése esetén a munkálatok előtt geofizikai vizsgálat és szondateszt szükséges. A szondateszt alkalmazását számos kutató ajánlja, viszont a VDI4640 sz. szabvány a 30kW teljesítmény feletti nagy rendszerek esetén elő is írja. Alkalmazzák a későbbi ellenőrzés miatt is, ún. monitoring furatokban a későbbi ellenőrzés céljából [6]. Ezek során a különböző talajrétegek jellemzőit vizsgálják, ami azért szükséges, mert a különböző összetételű és tulajdonságú talajból kinyerhető energia mennyisége meglehetősen széles tartományban változhat, amit a szondafuratok számának meghatározásánál feltétlenül figyelembe kell venni.

A szondateszt alkalmazása 1995-re tehető, elsőként a svédországi Lulea Technical University laboratórium, illetve Amerikában fejlesztették ki, az ún. TRT mobil mérőberendezést, amely alkalmas 10m–100m mélységben a szondákban létrejövő hőcsere meghatározására. Azóta számos változatát fejlesztették Európa más országaiban és Észak-Amerikában.

3.4. ábra. Szondatesztnél alkalmazott tesztelő berendezés, és az előremenő/ visszatérő hőmérsékletadatok a teszt során [6]



3.5. ábra. A TRT során kapott adatok [7]



A szondateszt során a tesztelő berendezést hidraulikusan összekötjük földhőszondával. A zárt rendszerben víz kering, melyet meghatározott hőteljesítménnyel fűtünk Ez a hő a földhőszondán keresztül a földtani környezet felé áramlik. A mérés során rögzítjük az előremenő és visszatérő hőmérsékleteket, valamint a tömegáramot. A hőmérsékletváltozás a földtani környezet tulajdonságaitól, különösen a hővezetési képességétől és az eltelt időtől függ. A teszt során regisztrálni kell a külső hőmérsékletet és a fűtési teljesítményt.

Ugyanazon az elven, mint az alapállapot-felvételt, hasznos elvégezni a visszahűlés vizsgálatát is a szondateszt után. Ekkor a fűtés leállítása után 1–2–3 óra elteltével szintén meg kell mérni a profil menti hőmérsékletet, amiből a felszín alatti régió regenerációjának dinamikájára, jellegére lehet következtetni. A mérés során néhány tényezőre különösen tekintettel kell lenni. Például fontos, hogy fúrás után „pihentessük” a furatot, és csak 4–5 nap várakozás után indítsuk el a mérést, továbbá a TRT ideje szabvány szerint 48–72 óra. Amennyiben a mérést valamilyen okból kifolyólag újra kell kezdeni, a két teszt között várni kell hozzávetőlegesen 14 napot, ugyanis a felszín alatti régiónak vissza kell hűlnie az alapállapoti hőmérsékletére [7].

A geotermikus szondateszt menete a gyakorlatban [7]:
- próbafúrás kivitelezése majd ebben geofizikai szelvényezés,
- próbaszonda letelepítése,
- próbaszonda tömedékelése (a szondák teljes kivitelezése a VDI 4640 szabványban foglalt elvek szerint történik),
- próbaszonda feltöltése munkafolyadékkal,
- hőmérsékleti alapállapot-felvétel,
- tesztelő berendezés összeszerelése és beüzemelése,
- szonda légtelenítése,
- tesztelés elindítása, amelynek időtartama minimum 48, maximum 72 óra,
- tesztelő berendezés leszerelése,
- hőmérséklet-visszaállás mérése a szonda teljes hosszában négyszer: mérés után közvetlenül, illetve 1, 2 és 3 óra elteltével,
- eredmények meghatározása:
    - termikus fúrólyuk-ellenállás (Rb) és a talaj hővezető-képességének (λ) meghatározása,
    - hőmérsékletprofil alakulásának értelmezése.

3.2.2.2. A mérési eredmények kiértékelése

A Thermal Response Test kiértékelésének több módja is ismert. Földhőszonda és földtani környezet hőátadási alapegyenleteinek analitikus megoldásai a Cilinder-forrás (Cylinder source), és a Kelvin-vonalforrás (Kelvin’s line source) módszerek és azok továbbfejlesztései. Mindkét megoldás, a

sugár irányú hőmérsékleteloszlást adja meg, az idő függvényében. A hőátadás alapegyenletét mind analitikus, mind numerikus úton meg lehet oldani. Az analitikus megoldásokat az egyenlet integrálással való megoldásával kapjuk meg. Az analitikus megoldások jellemzője, hogy az eredmény egy explicit összefüggéssel meghatározható. [6]. A numerikus megoldások ezzel szemben matematikai szempontból közelítő megoldások. Lehetővé teszik, hogy a képződmény jellemzők tér és időbeli változásait figyelembe vegyük a megoldásoknál. A numerikus megoldások általában egy egyenletrendszer vagy mátrixegyenlet iteratív megoldására vezetik vissza a vizsgált problémát. A megoldás nemcsak közelítő, hanem numerikus hibákkal is terhelt [8].

A Kelvin-vonalforrás módszer

A Kelvin-vonalforrás módszert („line source") Ingersol [9] (1954), használta először. A földhőszondát egy olyan hosszú vonalként szemléli, amely végtelen kiterjedésű földtani környezetbe van ágyazva. A közelítésben a szonda méterenkénti egységnyi hőmennyiség kibocsátására vagy elnyelésére alkalmas. A hőmérsékletgörbék alapján a talaj (földtani közeg) hővezető képességét a Kelvin-vonalforrás (vonalmenti hővezetés) módszerrel határozzuk meg, amely a konduktív és konvektív hővezetést egyaránt tükrözi.

$$T_{(t)}=Q/(4\cdot\pi\cdot\lambda_{talaj}\cdot H)\cdot E_1\cdot((r_b^2)/(4\cdot a_{talaj}\cdot t))+Q/H\cdot R_b+T_{ug} \qquad (3.1)$$

Ahol:

$$E_1=\int_?^{\infty}\cdot\ (e^{-u}/u)\cdot du \qquad (3.2)$$

$$a_{talaj}=\lambda_{talaj}/c_{talaj} \qquad (3.3)$$

$$E_1=-\gamma-lnx+A\cdot x-B\cdot x^2+D\cdot x^3-E\cdot x^4+F\cdot x^5 \qquad (3.4)$$

ahol:

A=0,99999193; B=0,24991055; D=0.05519968; E=0,00976004; F=0,00107857 és γ=0.5772

$$x=(r_b^2)/(4\cdot a_{ground}\cdot t) \qquad (3.5)$$

A Kelvin-vonalforrás módszer Ingersol-féle megoldása a következő esetekben használható [6]:

– ha a földtani környezet inhomogénnek tekinthető,
– a vékony csövek esetén (r<20.4 mm),
– a hőszivattyú tervezett működési ideje több óra és néhány nap között változik.

A megoldás hibái:
– csak permanens esetben alkalmazható,
– nem veszi kellően figyelembe a földtani körülményeket,
– nem alkalmas a megfelelő szondaszám meghatározására.

Vonalforrás, közelítő módszer

A vonalforrás módszer egyszerűsített változatát, Mogensen [10] fejlesztette ki. A módszer magában foglalja a furat fala és az áramló közeg közötti hőellenállást, viszont csak akkor érvényes a modell, ha a furatban a hőátadási folyamat állandósult állapot közelében van.

$$E_1(x)=\ln 1/x-\gamma, \quad ha \;\; a_{talaj}/(r_b^2)\geq 5 \tag{3.6}$$

$$\gamma=0{,}5772 \quad a_{talaj}=\lambda_{talaj}/c_{talaj} \tag{3.7}$$

$$T_{(t)}=T_{ug}+Q/(4\cdot\pi\cdot\lambda_{talaj}\cdot H)\cdot(\ln((4\cdot a_{talaj}\cdot t)/(r_b^2))-\gamma)+Q/H\cdot R_b \tag{3.8}$$

Hengerforrás módszer

Az ún. hengerforrás-elmélet is használható a geotermikus szondateszt során kapott adatok kiértékelésére. A módszerrel – hasonlóan a Kelvin-vonalforrás módszeréhez – a területre jellemző hővezetőképesség és a termikus fúrólyuk-ellenállás meghatározható. Carslaw és Jaeger [11], (1947), vezette be elsőként a cilinder-forrás módszert földhőszondák, és környezetük hőmérséklet eloszlásának jellemzésére. A felszín felől érkező napenergia következtében a felszín hőmérsékletváltozása napi és éves periódusú szinuszos függvények összegével közelíthető. Figyelembe véve a Föld belseje felől érkező hőmennyiséget a hővezetési egyenlet megoldása:

$$\Delta T(r,t)=p/\lambda \; G(F_o, r/r_o) \tag{3.9}$$

Magyarországon Garbai és Méhes [1] foglalkozott behatóan a Carlaw és Jager módszer [11] elemzésével.

Numerikus módszer

A hőátadási folyamatok vizsgálatánál a legelterjedtebb numerikus módszerek a véges differencia és végeselem módszerek. Véges differencia módszer során a modellezett teret tetszőleges darabszámú, de azonos eloszlású, egymással érintkező téglatest alakú elemekre bontjuk, a hőátadás alapegyenletét leíró

parciális differenciál-egyenletet differencia-egyenletté alakítjuk és az egyes elemek közötti hőforgalmat numerikus, iteratív eljárásokkal megoldjuk.

A végeselem módszer, lehetővé teszi a modellezett tér tetszőleges alakú elemekre való felosztását. Az összekötő vonalak által határolt elemek nem oldalukkal, hanem csomópontjukkal illeszkednek egymáshoz; az egyes elemek mentén a keresett attribútum értékét előre felvett paramétereket tartalmazó függvényekkel közelíti, majd a szomszédos elemek határai mentén valamilyen hibaelv szerint illeszti (lokális approximáció elve) [8]. A földhőszondák és környezetük hőeloszlásának számítása tisztán numerikus modellezéssel egy komplex, nehezen megoldható feladat [6].

Ennek okai:

– A földhőszondában és a földtani környezetben eltérő fizikai folyamatok határozzák meg a hőterjedést.
– A földhőszonda egyes elemeinek horizontális kiterjedése (pl. csőfal, cső belső rész néhány mm. Ebben a léptékben a hővezetést meghatározó paraméterek igen változatos értékeket vehetnek fel. Például, a csőben a szivárgási tényező közelít a végtelenhez, míg a csőfalban a nullához. A földtani környezetben a paraméterek eloszlása sokkal egyenletesebb, viszont a jelenségek kiterjedése jóval nagyobb. Emiatt a legtöbb esetben közelítő és egyszerűsítő eljárások használata szükséges [6].

A földhőszondák és környezetük numerikus modellezése végeselem módszereit Tari [6] és Ádám [7] összegezték dolgozataikban. A következő táblázatban összefoglaljuk a TRT kiértékelési módszerek jellemzőit.

3.2. táblázat. A modellek bemenő paramétereinek összehasonlítása

Bemenő jellemzők	A vonal-forrás-elmélet módszer	A vonal-forrás-elmélet közelítő módszer	Henger-forrás módszer	FDM numerikus módszer
Furat mélysége	X	X	X	X
A furat átmérője	X	X	X	X
Zavartalan talajhőmérséklet	X	X	X	X
Bevezetett teljesítmény	X	X	X	X
A talaj térfogati hőkapacitása	X	X	X	X
A hőhordozó térfogati hőkapacitása	–	–	X	X

A fúrólyuktöltés térfogati hőkapacitása	–	–	X	X
Csőátmérő	–	–	X	X
Csőfal vastagság	–	–	X	X
A cső hővezetési tényezője	–	–	–	X

3.3. A TALAJVÍZ MINT HŐFORRÁS

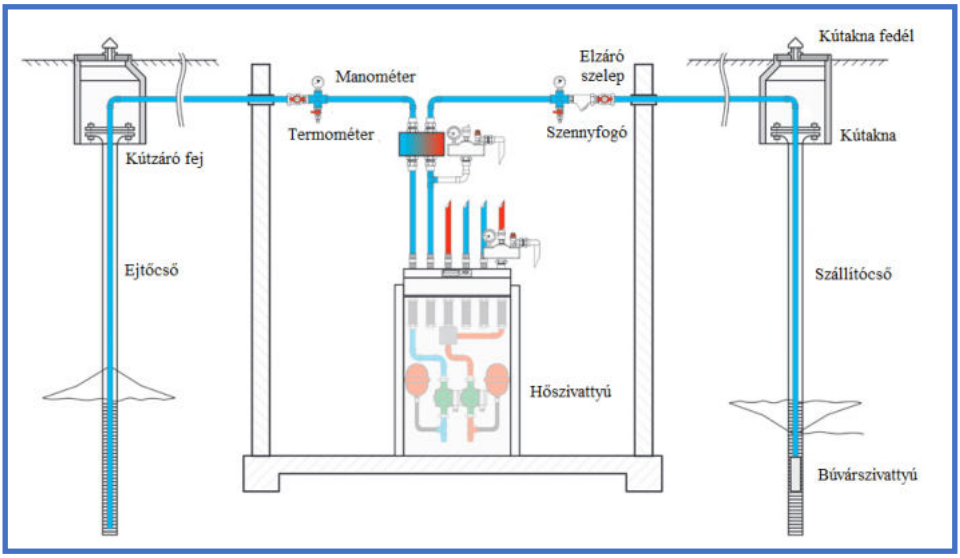
A talajvíz és a felszíni vizes hőforrásoknál figyelembe kell venni a hőforrás hőmérsékletét, ha a hőforrás hőmérséklete túl alacsony, akkor a hőhasznosításhoz befektetett munka megnövekszik, és a hőszivattyú COP-értéke lecsökken. Magas vízhőmérséklet esetében előfordulhat, hogy a hőszivattyú már nem tud a közegből hőt kivonni. Az ideális hőmérséklet 15–20 °C között található. Ekkor valósul meg azaz elv, hogy a hőforrás és a hőleadás közti hőmérséklet-különbség minél kisebb, és ezáltal, a hőszivattyú teljesítménytényezőjének értéke növekszik.

A zárt rendszerek csoportjába tartoznak a felszíni vizek hőjét hasznosító hőszivattyús rendszerek. Tó vagy folyó aljára megfelelő mélységben fektetett csőkígyót, kollektort használnak a szükséges energia kiaknázására. Előnye a drága földmunkák költségeinek megtakarítása, a hőszivattyú COP-szempontjából pedig nincs hőmérsékletlépcső. Hátránya, hogy ökológiai hatásai károsak lehetnek a környező élővilágra, ezért a vízjogi előírások bizonyos korlátokat szabnak. Kialakításakor ügyelni kell, hogy legalább 5–8°C fokos vízben legyen, és 2–3m mélyre a vízfelszíntől.

3.6. ábra. Felszíni vizek hasznosítása [7]

A nyitott kutas rendszereket olyan helyeken célszerű létesíteni, ahol kedvező hidrogeológiai tulajdonságokkal rendelkező vízadó rétegek találhatók. A COP értéke az egyik legmagasabb, s nagyon jó hatásfokú rendszer kiépítésére van lehetőség. Passzív hűtésre kifejezetten jól alkalmazható. A talajvíz hőmérséklete +7°C-tól +20°C-ig terjedhet, és közelítőleg független a levegő hőmérséklettől.

3.7. ábra. Kutas rendszer [5]



A vízkutas rendszerekhez termelő- és nyelőkútra (kutakra) van szükség, amelyet a *3.7. ábrán* láthatjuk. A termelőből történik a talajvíz/rétegvíz kitermelése, a nyeletőben pedig elnyeletik, általában ugyanabba a vízadó rétegbe, hogy ökológiai szempontból ne okozzanak zavart. Mivel a vízáram és a vízminőség nem változik, a háztartási vízellátás szempontjából a hőszivattyúnak nincs zavaró befolyása.

A víz talajból történő kinyeréséhez az illetékes vízügyi hatóságok engedélye szükséges. A rendelkezésre álló vízminőség megfelelőségét vízanalízissel kell igazolni. A nyerőkútból a vizet szivattyú emeli ki és nyomja át hőleadás céljából a hőszivattyú elpárologtatóján. A lehűlt vizet a nyelőkútba visszasajtolják, a talajvíz tartományba. A nyerőkút elhelyezésekor figyelembe kell venni a talajvíz áramlásának irányát, továbbá a kutakat ajánlatos egymástól legalább 10–15 m távolságra elhelyezni. A kutak mélysége a talajvíz szintjétől függ. A gyakorlati tapasztalatok azt mutatják, hogy a hőszivattyúkhoz szükséges kutak mélysége 40 és 100 m közötti. Továbbá a víz-víz hőszivattyúk esetében az elpárologtatóban a kútvízhőmérséklet 3–4°C-nál alacsonyabb hőmérsékletre nem eshet az elfagyás veszélye miatt.

A hőszivattyúval szállított szennyfogó 0,6 mm-es szűrőmérete védi a hőszivattyú elpárologtatóját a lerakódó idegen anyagoktól, ezért közvetlenül a hőszivattyú belépő pontjára kell felszerelni.

A hőforrás tervezésekor legfontosabb ismernünk a megrendelői hőigényt, azaz a fűtési teljesítményt, amely, mint tudjuk a hűtési teljesítmény – hőforrás teljesítménye – és a kompresszor által befektetett mechanikai munka összege. A víz-víz hőszivattyúk hőforrásának tervezési korlátja a rendelkezésre álló talajvíz hőmérséklete, és a kút vízhozama. A szükséges talajvíz térfogatáram feleljen meg a hőszivattyú igényeinek. A szükséges vízáram tényleges rendelkezésre állásának igazolásához egy többnapos szivattyúzási kísérletet kell elvégezni.

3.4. A termálvíz mint hőforrás

A földkéreg alatt lejátszódó radioaktív folyamatok hőt termelnek. Ez a hő folyamatosan áramlik a föld felszíne felé. Így a kéregben jelentős tárolt hőkészletek alakultak ki. A tárolt hőkészlet két részből áll, a hévízkészletből, és a felmelegedett kőzetekben tárolt hőből. Ezek azonban nem választhatók élesen ketté, hiszen a leszivárgó vizeket a kőzetek melegítik fel.

A felszínre hozott hőtároló közeggel egyrészt hévizet (30°C-nál melegebb vizek), másrészt hőt kapunk. Tehát a hőhordozó hasznosítását elsősorban annak minősége határozza meg.

A felszínre hozott hévizek egyfelől gyógyvizek, másfelől energetikai célra is hasznosulnak. Az utóbbi évtizedekben előtérbe került a hévizek energetikai célú felszínre hozatala és hasznosítása. A gyógyhatás a víz só- és gáztartalmától függ. A gyógyvizek hője is kinyerhető, hiszen a melegebb vizet kellemes hőmérsékletűre kell hűteni, és ez oly módon is megtehető, hogy a víz minőségének változtatása nélkül vonják el a fölösleges hőt.

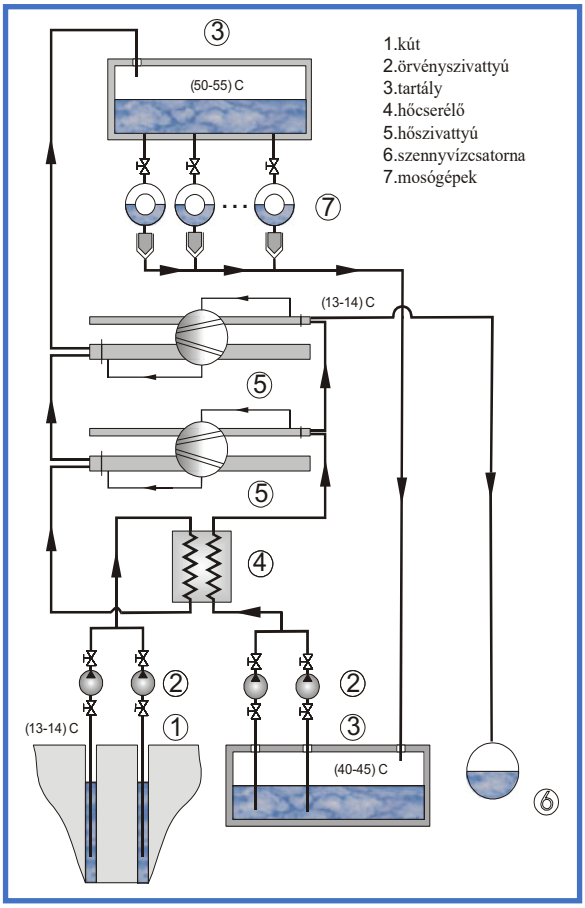
Amennyiben nem gyógyhatású a felszínre hozott hévíz, akkor ezekben az esetekben csak a hőt hasznosítják. A felszínre hozott hévíz hőjét a lehető legalacsonyabb hőmérséklet szintig fel kell használni. Amennyiben a víz visszasajtolásra kerül, csak a hő hasznosul, a víz összetétele nem változhat [12]. A hévízelhelyezés jogi és környezeti problémákat vet fel, amelyek elemzése a jelen értekezésnek nem lehet tárgya.

3.5. A hulladékhő mint hőforrás

A hulladékhő hasznosítása hőszivattyúval egy hatékony és fenntartható módszer a hőenergia visszanyerésére. A hulladékhő olyan hő, amely különböző ipari folyamatok vagy gépek működése során keletkezik és általában elveszik vagy elpazarolják. A hulladékhő hasznosítása hőszivattyúval tehát egy fenntartható megoldást kínál a hőenergia-hatékonyság növelésére és a hulladékcsökkentésre. A következőkben egy esettanulmányt mutatunk be a hulladékhő hasznosítására [13,14].

A hővisszanyerő rendszer a következő funkcionális egységekből tevődik össze:
– két 40 m mély kút a tisztavíz biztosítására,
– két örvényszivattyú a kútvíz áramoltatására a rendszerbe,
– egy lemezes hőcserélő,
– egy alacsonyabb hőfokon működő hőszivattyú,
– egy magasabb hőfokon működő hőszivattyú,
– egy hőszigetelt tartály a meleg tisztavíz tárolására,
– egy süllyesztett hőszigetelt tartály a meleg szennyvíz tárolására, talajba süllyesztve,
– két örvényszivattyú, a szennyvíz áramaltatására a talajban lévő tartályból a rendszerben,
– csővezeték a tisztavíz bevezetésére, és a szennyvíz elvezetésére,
– vezérlő rendszer,
– mérő műszerek.

3.8. ábra. A hővisszanyerő rendszer struktúrája [13]



A hővisszanyerő rendszer működésének középpontjában a hőátadás áll, a meleg szennyvíz és a tiszta hidegvíz között.

– A hőcsere első szintje a lemezes ellenáramú felületi hőcserélőben valósul meg. A hőcserélő primer oldalán a tiszta hideg kútvíz, míg a hőcserélő szekunder oldalán a mosodából származó meleg szennyvíz áramlik. A rendszeren keresztül mindkét folyadék áramlási energiáját örvényszivattyúk biztosítják.
– A hőcsere második szintje az első hőszivattyúban valósul meg. A tiszta víz a hőszivattyú csőköteges kondenzátorán, míg a szennyvíz a hőszivattyú elpárologtatóján áramlik keresztül.
– A hőcsere harmadik szintje a második hőszivattyúban valósul meg. A hőszivattyúk sorba vannak kapcsolva, ezért a tisztavíz az első hőszivattyú kondenzátorából áramlik a második hőszivattyú kondenzátorába. A szennyvíz az első hőszivattyú elpárologtatójából áramlik a második hőszivattyú elpárologtatójába.
– A második hőszivattyú kondenzátorából a tiszta melegvíz a hőszigetelt tartályba áramlik, míg a lehűlt szennyvíz az elpárologtatóból közvetlen a szennyvízcsatornába áramlik ki. A tiszta meleg vizet a tartályból egy golyóscsap megnyitásával szabadeséssel a mosógépekbe engedik. Mosás után mosógépből a meleg szennyvizet ismét szabadeséssel egy másik golyóscsap megnyitásával a szennyvíz elvezető csővezetékbe engedik és ezen keresztül szabadeséssel a földben lévő tartályba vezetik és összegyűjtik. Szennyvizet gyűjtő tartály is hőszigetelt és újbóli kiemelését és áramoltatását, az említett örvényszivattyúk biztosítják [13].

FELHASZNÁLT IRODALOM:

[1] Méhes Sz. (2011): *Kompresszoros hőszivattyúk optimalizálása épületgépészeti feladatokra.* Doktori értekezés. Budapest: Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem.

[2] Stróbl A.(1999): *Energiatakarékos környezetkímélés hőszivattyúkkal.* Budapest: OMIKK.

[3] Mádlné Szőnyi J.–Ádám B. (2011): *Földhő, hőszivattyúzás.* Budapest: Edutus Főiskola.

[4] Tóth L. (2008): *Geotermikus hőszivattyús rendszerek nemzetközi és hazai elfogadottsága, tervezésük földtani kérdései.* Debrecen: Debreceni Egyetem, Természettudományi Kar. 8., pp. 31–32. pp. 36–44.

[5] Stiebel Eltron (2012): Tervezési segédlet. *Hőszivattyúk.*

[6] Tari Cs. (2011): *Földhőszondás hőszivattyús rendszerek primer oldali hőtranszport folyamatainak vizsgálata numerikus modellezéssel.* Doktori értekezés. Szeged: Szegedi Tudományegyetem.

[7] Ádám B.(2012): *Földhőszondák hőtechnikai viszonyai hőszivattyús rendszereknél.* Doktori értekezés. Gödöllő: Szent István Egyetem.

[8] Kovács B., Szanyi J. (2004): *Hidrodinamikai és hőtranszport modellezés, (Processing MODFLOW környezetben) I-II.* GÁMA–GEO Kft.

I[9] ngersol, L.–Zobel, O. (1954): *Heat conduction with engineering, geological and other applications.* New York: McGraw–Hill.

[10] Hellström, G. (1994): Fluid-to-Ground Thermal Resistance in Duct Ground Heat Storage. Proc. Calorstock'94. *Espoo,* August 22–25., pp. 373–380.

[11] Carslaw, H. S.–Jaeger, J. C. (1959): *Conduction of Heat in Solids.* (Second Ed.) Oxford: Oxford University Press.

[12] Kontra J. (2016): *Hévízhasznosítás*. Egyetemi jegyzet. Budapest: Műegyetemi kiadó.

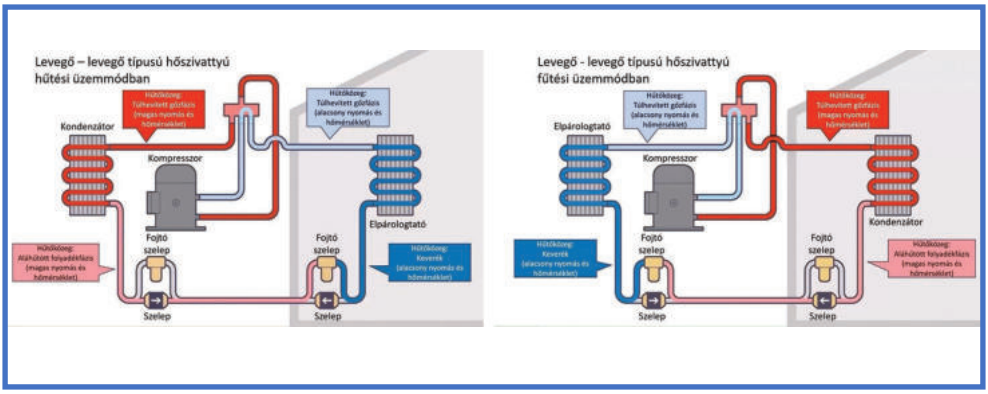
[13] Nyers, J. (2016): COP and economic analysis of the heat recovery from wastewater using heat pump, *Acta Polytechnica Hungarica,*13., (5.), pp. 135–154.

[14] Nyers J.–Sánta R. (2005): Hővisszanyerés hőszivattyú alkalmazásával. *Magyar Épületgépészet,* 54.,(10.), pp. 32–35.

4. A hőszivattyús rendszerek felépítése és kapcsolásai

Mind Európa, mind Magyarország energetikájában a jövőben az energiagazdászok egyre nagyobb szerepet szánnak a hőszivattyúknak. A hőszivattyúk a modern energetika olyan eszközei, amelyek segítségével a környezetből a hőt – külső energia befektetése árán – alacsonyabb hőmérsékletről energetikailag hasznosítható hőmérsékletszintre „szivattyúzzuk". Egy talajszondás hőszivattyú körfolyamatának kapcsolását a tipikus hőmérsékletekkel a *4.1. ábra* mutatja. A hőszivattyúk tulajdonképpen a hűtőgép elvén működnek, míg a hűtőgép a hűtendő tárgyból vagy objektumból hőt von el, és az elvont hőt a környezetnek adja át, a hőszivattyú a környezetéből hőt von el és ezt magasabb hőmérsékleti szinten a fűtött objektumnak adja át.

4.1. ábra. Levegő–levegő típusú hőszivattyú hűtési és fűtési üzemmódban [1]



A hőszivattyúkat általában elektromos energia meghajtású kompresszorokkal működtetik, amelyből adódik, hogy a piacon elterjedt hőszivattyúk többségének az üzemeltetéshez elektromos energia szükséges, amelyet az elektromos hálózatból nyerünk. Az elektromos hajtású hőszivattyúk mellett a gázmotoros és abszorpciós hőszivattyúk terjedtek el.

4.1 A HŐSZIVATTYÚS RENDSZEREK FELÉPÍTÉSE

A hőszivattyúk hőforrásai többnyire megújuló, környezetünk természetes energiaforrásai.

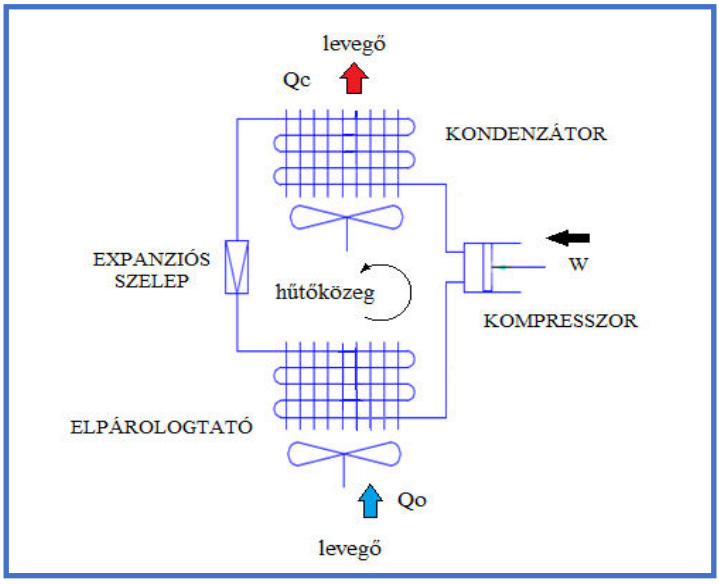
A hőforrástól függően különböző típusú hőszivattyúk léteznek, amelyeket következőképpen lehet osztályozni:

– *Levegő–levegő típusú hőszivattyúk:* a levegőből nyert hőt légfűtésben hasznosítjuk.
– *Levegő–folyadék típusú hőszivattyúk*: a levegőből nyert hőt a fűtési rendszerben keringetett fűtővíznek adjuk át. Többnyire alacsony hőmérsékletű fűtésekben alkalmazzák, panel vagy padló, mennyezet, falfűtőrendszer.
– *Folyadék–folyadék típusú hőszivattyúk:* a természetes vizek hőjét, illetve földhőt hasznosítják. Szintén többnyire alacsony hőmérsékletű fűtésekben alkalmazzák.

4.1.1 A levegő-levegő típusú hőszivattyúk

A levegő–levegő típusú hőszivattyús rendszerek hőforrása levegő, amely a hőszivattyú elpárologtatójában hasznosul, míg a hőleadó közeg szintén levegő, amely a kondenzátorhoz csatlakozó hőfogyasztó hőhordozó közege. A rendszer kialakítását a következő *4.2. ábrán* láthatjuk.

4.2. ábra. Levegő–levegő típusú hőszivattyú



A levegő a „környezetünket képezi”, korlátlanul rendelkezésre áll, és bármikor felhasználható, a hőszivattyú számára, ezáltal bizonyos mértékig hatékony energiaforrás.

A környezeti levegő hőforrásként, az időjárástól függően többé-kevésbé +2, +3°C hőmérsékletig hasznosítható, megfelelő teljesítménytényezővel és költséggel. A levegő ennél alacsonyabb hőmérséklete esetén a hőszivattyú COP értéke igen kicsivé válik (kisebb, mint három) ezáltal – figyelembe véve a villamosenergia-termelés hatásfokát – a primer energiafelhasználás nagyobb lesz ahhoz képest, mintha a primer energiát közvetlenül fűtésre használnánk fel.

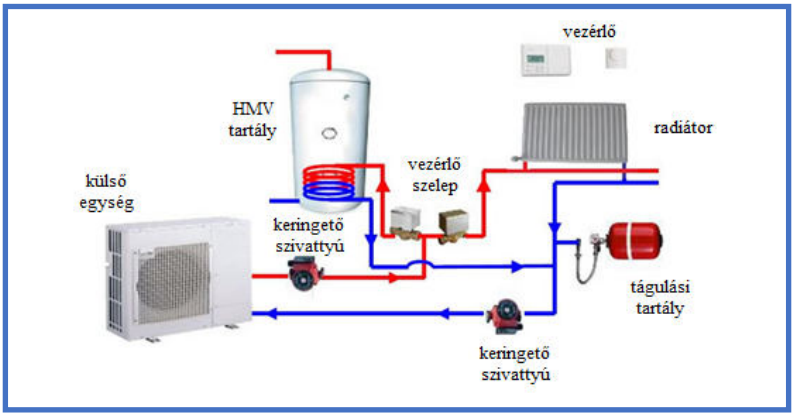
Elmondható, hogy a levegős hőszivattyú teljesítménytényezője, azaz a COP általában alacsonyabb a vizet, illetve a föld hőjét hasznosító hőszivattyúkhoz képest. Mindezek mellett mégis a legelterjedtebb hőszivattyú típusnak számítanak, hiszen egyszerűen és olcsón telepíthetők. Továbbá. legtöbb esetben a korszerű berendezések mind hűtésre, mind hőszivattyúként. fűtésre is alkalmasak. egy egyszerű átkapcsolással. Igy a hőszivattyús beruházás egyben klímaberendezésként is funkcionál. Általában a többi hőszivattyú típus is használható hűtési célokra is.

Nincs szükség talajszonda telepítésre, sem pedig kollektorok kialakítására, így a levegő–levegő típusú hőszivattyúk telepítésének összköltsége igen kedvező.

4.1.2 A levegő–folyadék típusú hőszivattyúk

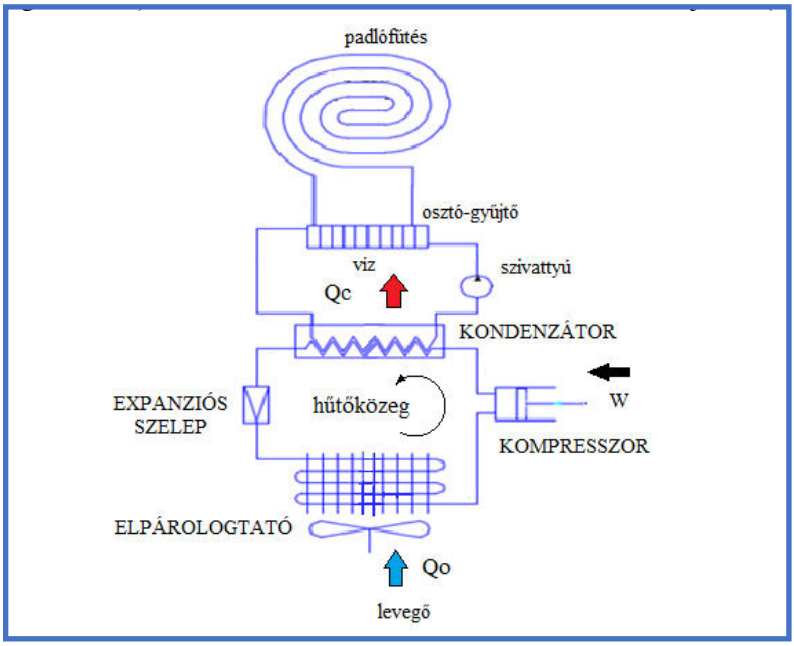
A split készülék (levegő-víz hőszivattyú kültéri egysége) a környezeti levegő energiáját hasznosítja, a beltéri hidraulikus modul adja át a hőt a hőleadóknak és a HMV tárolójának. Hűtés esetén a hőszivattyú az épületből a levegőnek adja át a felesleges hőt.

4.3. ábra.. Levegő–folyadék típusú hőszivattyú izometrikus ábrája [2]



Levegő–folyadék hőszivattyú hátránya az erősen hőmérsékletfüggő alacsony COP: 2.6–3.5 (+2°C fokos levegőn mérve), és nem utolsó sorban a beltéri kivitel esetén a zajhatás (54 dB).

4.4. ábra. Levegő–folyadék típusú hőszivattyú

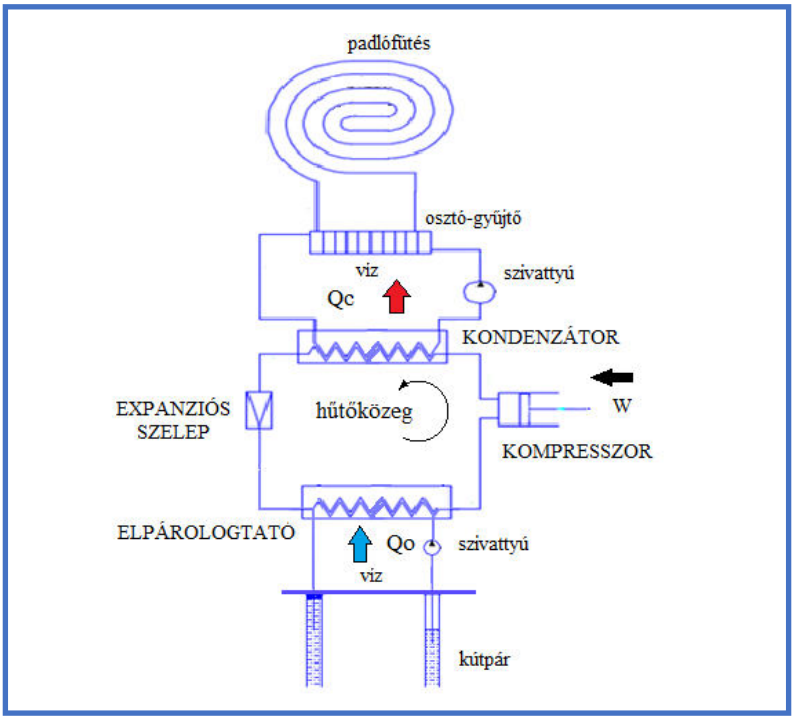


A levegő-folyadék típusú hőszivattyús rendszerek hőforrása levegő, amely a hőszivattyú elpárologtatójában hasznosul, míg a hőleadó közeg víz, amely a kondenzátorhoz csatlakozó fűtési kör hőhordozó közege. A rendszer kialakítását a *4.4 ábrán* láthatjuk.

4.1.3 A folyadék–folyadék típusú hőszivattyúk

A folyadék–folyadék típusú hőszivattyús rendszerek hőforrása talajhő vagy víz, amely a hőszivattyú elpárologtatójában hasznosul, míg a hőleadó közeg víz, amely a kondenzátorhoz csatlakozó fűtési kör hőhordozó közege. A rendszer kialakítását a következő *4.5 ábrán* láthatjuk.

4.5. ábra. Folyadék–folyadék típusú hőszivattyú

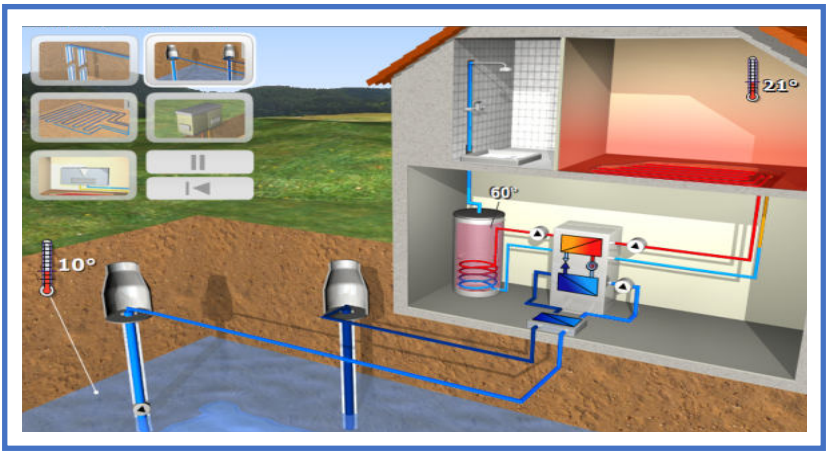


A kivitelezési mód lehetővé teszi a földhő, talajvíz, élővíz vagy egyéb környezeti hőforrásokhoz való hozzáférést. A folyadék–folyadék hőszivattyúk lehetnek nyitott vagy zárt rendszerűek.

A zárt rendszereknél fagyálló folyadék kering a csőhálózatban és a hőt a felszín alatti közeggel érintkező csövek továbbítják az elpárologtatóhoz. Teljesítménytényezőjük rosszabb, mint a nyitott rendszereké, mert egy hőmérsékletlépcső alakul ki a föld, a szonda és a munkaközeg között. Továbbá a fagyálló folyadék viszkózusabb, ezért nagyobb szállítómagasságot és nagyobb szivattyúzási energiát is igényelnek. Viszont üzemeltetésük lényegesen biztonságosabb, mivel a rendszer állandóan ugyanazzal a folyadékkal van feltöltve, így kevésbé korrodálódik, és élettartama is hosszabb. A zárt rendszerek hátránya, hogy beruházási költségük nagyobb, mint a nyitott rendszereké.

Nyitott rendszerek esetében a hőkinyerés a természetes víz (talajvíz, forrásvíz, hévíz, patakok, folyók stb.) kiszivattyúzásával és visszatáplálásával történik. Nyitott rendszerek esetén ügyelni kell a hőforrás minőségére, szennyezettségére, szükség esetén a szűréséről, illetve megfelelő kezeléséről gondoskodni kell.

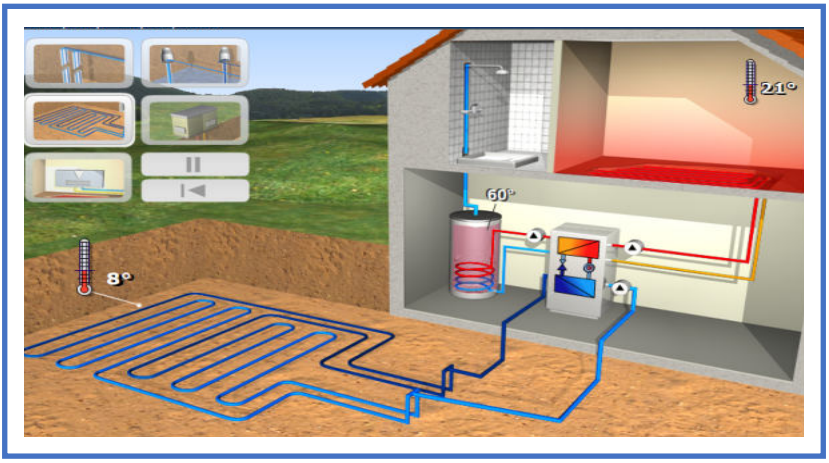
4.6. ábra. Nyitott típusú, folyadék–folyadék típusú hőszivattyú [3]



A *4.6. ábrán* egy folyadék–folyadék típusú hőszivattyú látható, amelynek a hőforrása kútvíz, tehát a rendszer nyitott, míg a hőleadó körben áramló munkaközeg-folyadék víz, amely a hőjét padlófűtő rendszeren keresztül adja le a fogyasztónak, azaz az épület belső levegőjének, továbbá HMV előállítását is biztosítja.

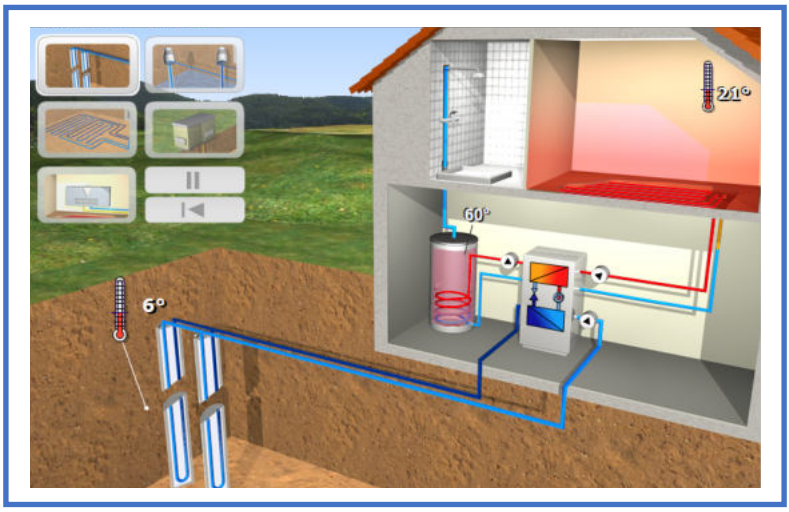
A zárt típusú folyadék–folyadék hőszivattyús rendszerek a földhő–víz rendszerű hőszivattyúk.

4.7. ábra. zárt rendszerű földhő–víz típusú hőszivattyú [3]



A *4.7. ábrán* egy zárt típusú folyadék–folyadék típusú hőszivattyú látható. A rendszer kialakítása tekintetében megegyezik a *4.6. ábrán* látható rendszerrel, tehát a hőleadó padlófűtés és HMV előállítása a cél, míg jelen esetben a hőforrás zárt rendszerű, vízszintes helyzetű talajkollektor biztosítja hőt a hőszivattyú számára.

4.8. ábra. Zárt rendszerű földhő–víz típusú hőszivattyú [3]



A *4.8. ábrán* egy zárt rendszerű földhő–víz típusú hőszivattyú látható, viszont a hőforrásának kialakítása vertikális szondás rendszer. A fűtőrendszer kialakítása és HMV előállítása megegyezik az előzőekkel.

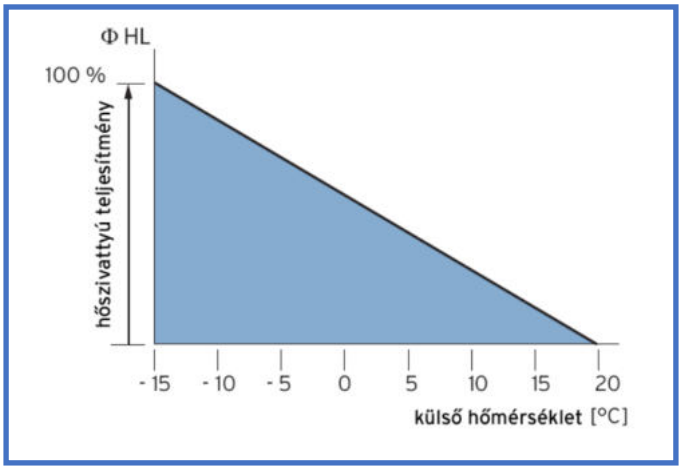
4.2 A HŐSZIVATTYÚS RENDSZEREK KAPCSOLÁSAI

A hőszivattyú csoportosítása az előzőekben bemutatott hőforrás alapján történt, jelen esetben azonban üzemmódja alapján, amely alapvetően négy csoportra osztható [4].

4.2.1 Monovalens üzemmód

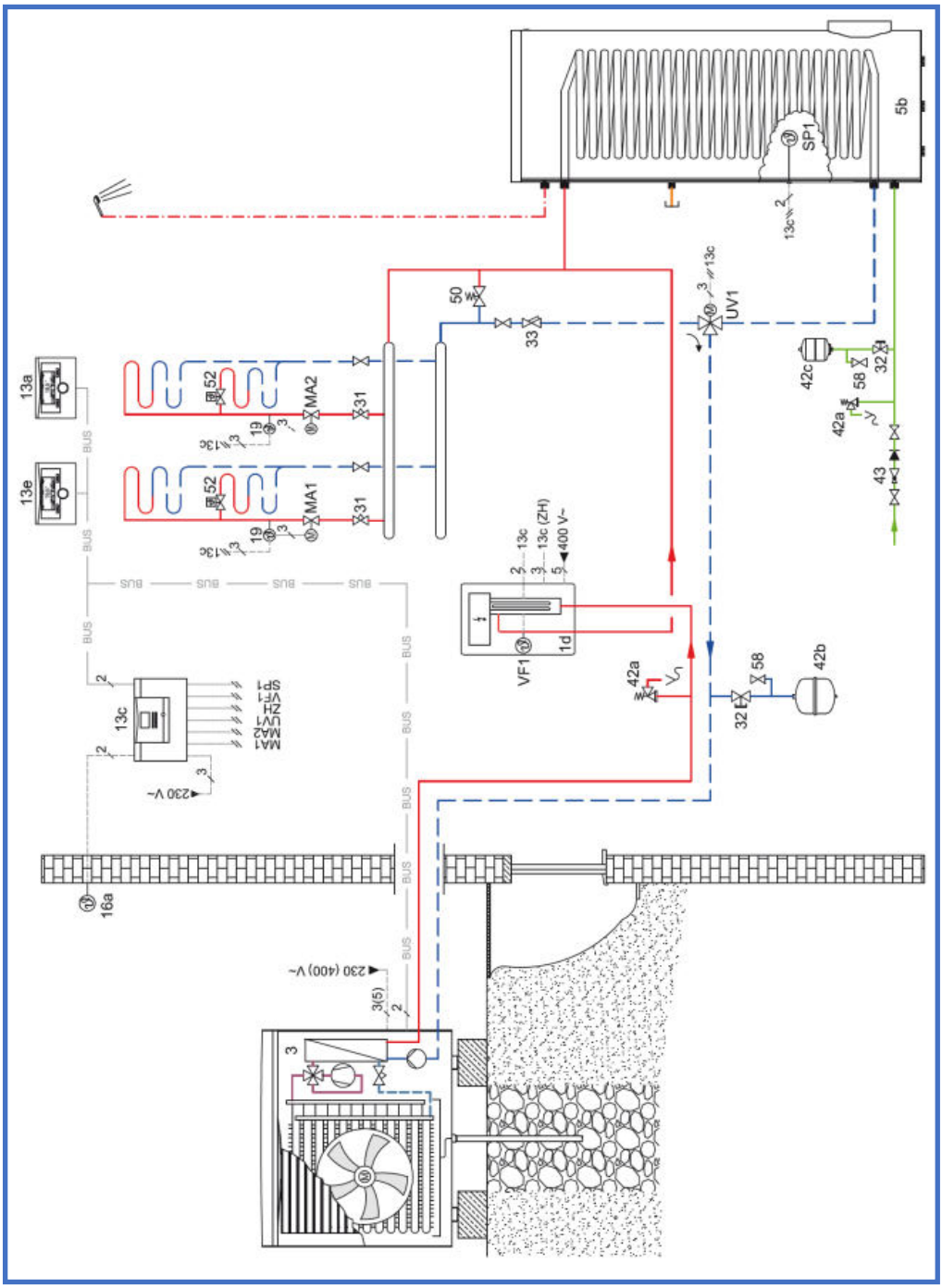
A hőszivattyú az egyetlen hőtermelő a fűtési rendszer és a melegvízkészítés számára. Rásegítő fűtőkészülékre nincs szükség. A rendszer tervezése során a hőforrást egész éves üzemre kell kialakítani.

4.9. ábra. A hőszivattyú monovalens üzemmódja [4]



Több fűtési körrel ellátott családi ház fűtésének hidraulikus terve látható a *4.10. ábrán.* A levegő típusú hőszivattyú a fűtésről, hűtésről és a használati meleg víz készítéséről gondoskodik.

4.10. ábra. A monovalens üzemű hőszivattyú hidraulikus vázlata [4]



4.2.2 Monoenergikus üzemmód

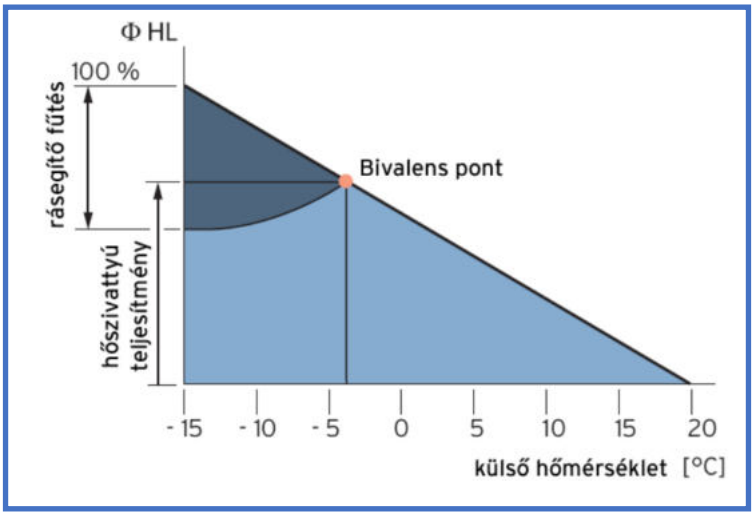
A monoenergikus üzemmód ugyanazon az elven alapul, mint a bivalens üzemmód, azonban a rásegítő fűtőkészülék nem lehet olaj- vagy gázégős berendezés, hanem csak elektromos kiegészítő fűtés.

A hőellátást kettő, ugyanazzal az energiahordozóval működő hőtermelő biztosítja. A csúcsterhelések lefedésére a hőszivattyú elektromos kiegészítő fűtéssel van összekötve. Az elektromos kiegészítő fűtés a hőhasznosítórendszer fűtési előremenőjébe van beépítve, működését pedig a hőszivattyú vezérlése szabályozza. Jól méretezett rendszer esetén a teljes hőigény alacsony részarányát fedezi az elektromos kiegészítő fűtés [4].

4.2.3 Bivalens, párhuzamos üzemmód

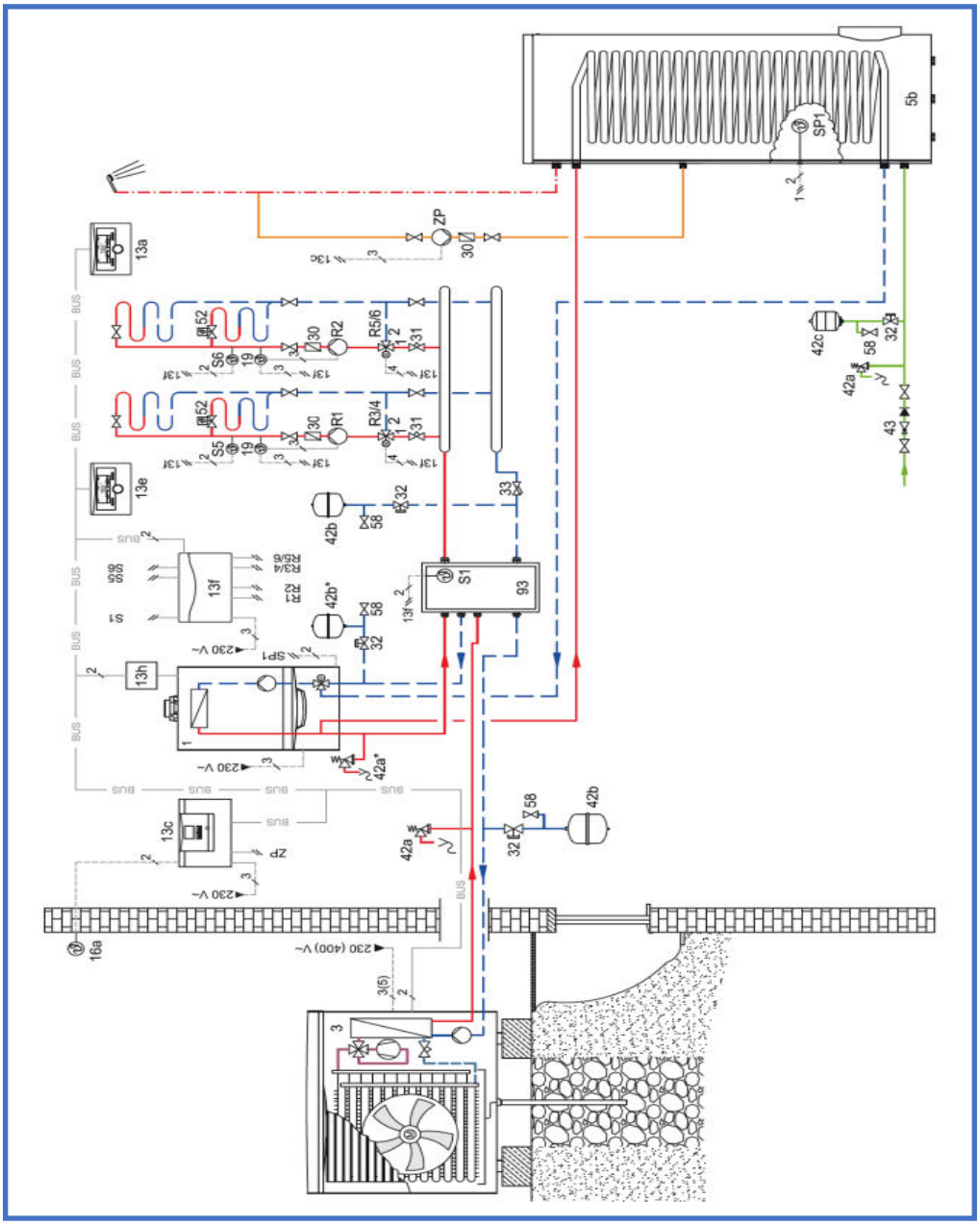
A hőellátás két hőtermelővel történik, amelyek különböző energiahordozókkal üzemelnek. A teljes hőigény lefedéséhez a hőszivattyú mellett egy másfajta energiahordozóval (pl.: gáz vagy fűtőolaj) működő második hőtermelő is be van építve. A hőigény lefedésébe ilyenkor – meghatározott külső léghőmérséklet alatt – a második hőtermelő is bekapcsolódik. Az üzemmód feltétele, hogy a hőszivattyú a legalacsonyabb külső hőmérséklet mellett is üzemben tudjon maradni [4].

4.11. ábra. A hőszivattyú bivalens párhuzamos üzemmódja [4]



4.2.4 Bivalens, alternatív üzemmód

4.12. ábra. A bivalens üzemű hőszivattyú hidraulikus vázlata [4]

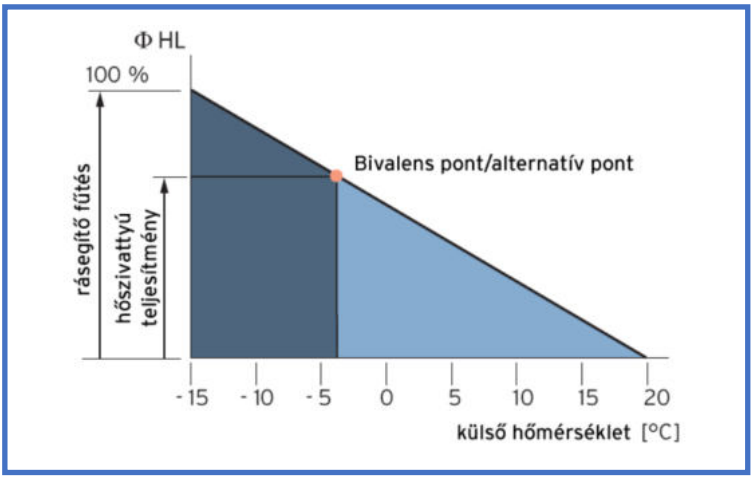


A hőellátás két hőtermelővel történik, amelyek különböző energiahordozókkal üzemelnek. A teljes hőigény lefedéséhez a hőszivattyú mellett egy másfajta energiahordozóval működő második hőtermelő is be van építve. Ilyenkor a hőszivattyú csak az úgynevezett bivalens pontig (pl.: 0^0C külső léghőmérséklet) dolgozik, hogy alacsonyabb külső léghőmérsékletek mellett a hőellátás a második hőtermelővel (pl. gázkészülék) legyen biztosítható.

Ennek az üzemmódnak a leggyakoribb felhasználási területe a magas előremenő hőmérsékletekkel működő hőhasznosító rendszerek, ahol a hőszivattyú az éves fűtési üzem közel 60–70%-át képes lefedni (Közép-Európa jelenlegi hőmérsékleti viszonyai mellett).

A *4.12. ábrán* egy bivalens üzemű hőszivattyú hidraulikus kapcsolását láthatjuk. A hőszivattyú két kevert fűtési körrel ellátott családi ház fűtési rendszert támogat. A meleg víz előkészítését a gázkazán végzi, ezen kívül a fűtési rendszert segíti.

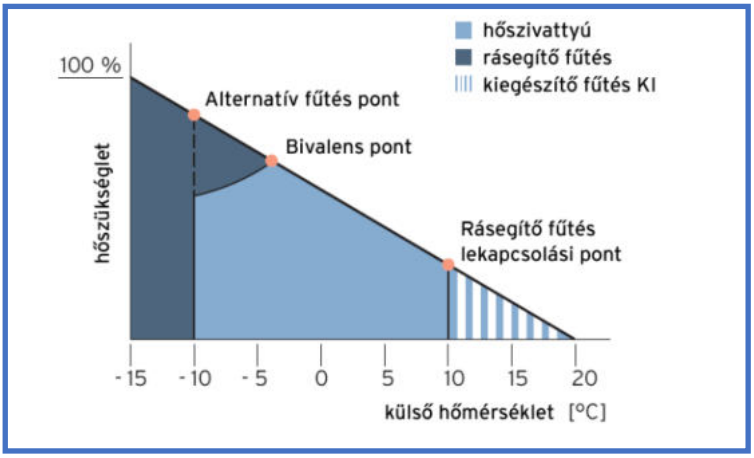
4.13. ábra. A hőszivattyú bivalens alternatív üzemmódja [4]



4.2.5 Bivalens, részben párhuzamos üzemmód

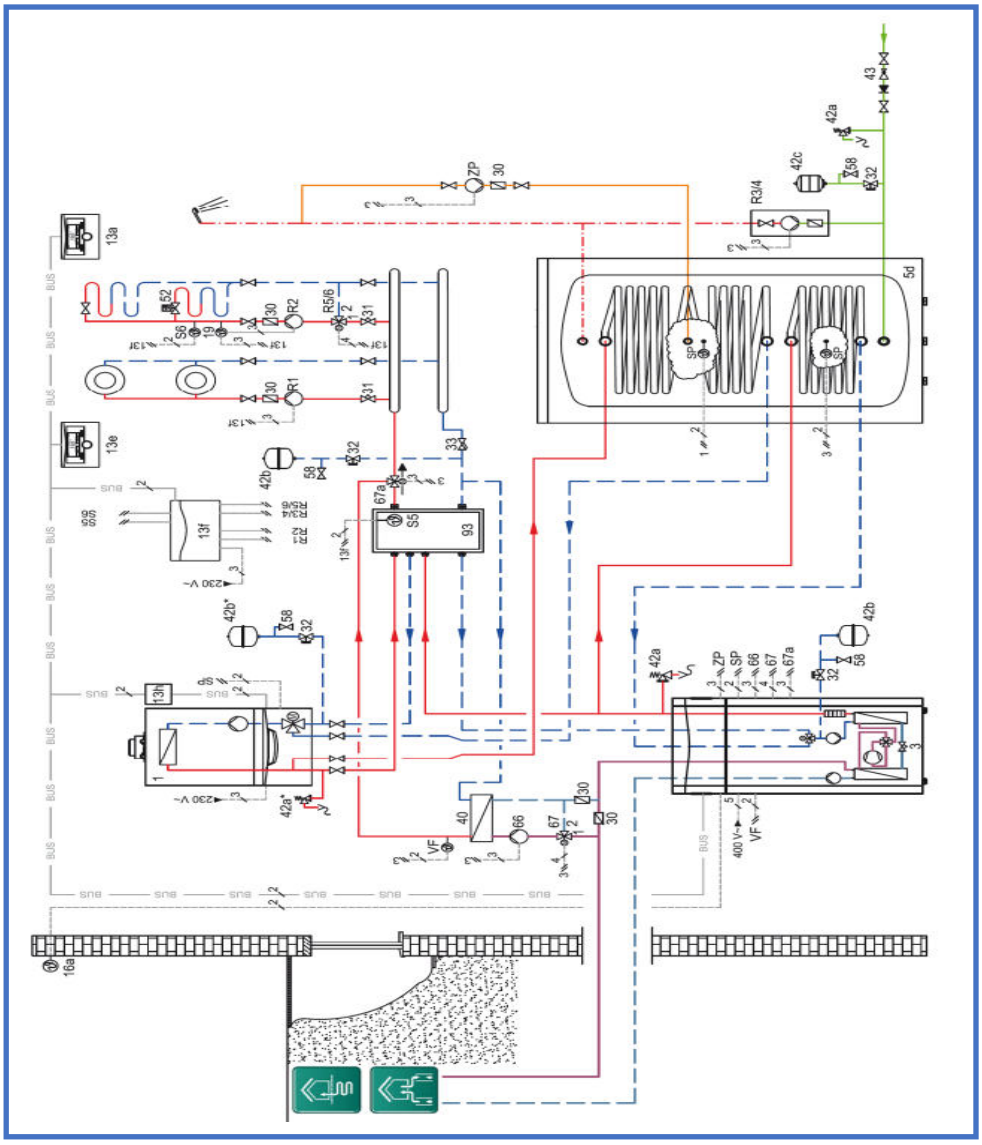
A szükséges hőmennyiséget egy meghatározott külső hőmérsékletig a hőszivattyú biztosítja önmagában. Abban az esetben, ha a hőmérséklet ez alá csökken, a második hőtermelő is bekapcsolódik egy másféle energiahordozóval (pl.: gáz vagy fűtőolaj). A hőszivattyú akkor kapcsol le, ha már nem elegendő az előremenő fűtővíz hőmérséklete. Ilyenkor a második hőtermelő veszi át a teljes hőellátást [4].

4.14. ábra. A hőszivattyú bivalens részben párhuzamos üzemmódja [4]



A *4.15. ábrán* egy családi direkt és egy keverőszelepes fűtési/hűtési kör látható, amelyben a hőszivattyú és a rásegítő hőtermelő együtt támogatja a fűtő- és melegvíz-készítő rendszert. A bivalens használati melegvíz-tárolót az érvényben lévő ivóvízvédelmi szabványoknak és előírásoknak megfelelően kell kialakítani.

4.15. ábra. A hőszivattyú bivalens üzemmódja, hidraulikus kapcsolása fűtésre/hűtésre [4]



Felhasznált irodalom

[1] https://hvacrschool.com/understand-heat-pumps/

[2] https://www.solasave.co.uk/articles/solar-pv/air-to-water-heat-pumps.aspx

[3] https://www.bosch-homecomfort.com/us/en/ocs/residential/heat-pump-air-conditioning-systems-1098838-c/

[4] Vaillant Saunier Duval Kft, A hatékonyság a tökéletes tervezés egyik jellemzője, Tervezési segédlet, 6. kiadás. 2020. https://www.vaillant.hu/downloads/08-hoszivattyuk/vaillant-hoszivattyuk-tervezesi-segedlet-2020-1-1770225.pdf

5. A hűtőközegek és hűtőgépolajok

A hűtőközeg a hőszivattyú körfolyamatában hőszállítóként vesz részt. A körfolyamatban áramló hűtőközeg mellett jelen van a hűtőgépolaj is, ebből kifolyólag elmondhatjuk, hogy a berendezés két rendszerelemében, nevezetesen a kondenzátorban és az elpárologtatóban kétfázisú-kétkomponensű áramlást valósul meg. A folyadékfázisú hűtőközegolaj és a hűtőközeg keveréket képez, kölcsönösen hat egymásra, befolyásolva ezáltal egymás tulajdonságait. A olaj rontja a hűtőközeg hőtechnikai jellemzőit, a hűtőközeg pedig az olaj kenési tulajdonságait módosíthatja.

5.1 A HŰTŐKÖZEGEK

A hűtőközeg a hőszivattyú körfolyamatában hőszállítóként vesz részt. A hűtött közegtől hőt vesz fel, szállítja és átadja a fűtött közegnek. E ciklusban különböző állapotváltozásokon megy keresztül a hűtőközeg. Elvileg hűtőközegként lehet használni minden olyan folyadékot, illetve folyadék-keveréket, amely a kívánt kis hőmérsékleteken elpárologtatható és jól kezelhető nyomáshatárokon és hőmérséklethatárokon belül cseppfolyósítható, illetve a kívánt kis hőmérsékleten elpárologtatható. Ezen belül természetes alapkövetelmény, hogy a hűtőközegként használt anyag dermedéspontja és kritikus pontja az üzemi hőmérsékletek tartományán kívül essék.

A hűtőberendezések működési módja, kialakítása és üzemeltetésének körülményei azonban még igen sok további termodinamikai, kémiai élettani és környezetvédelmi követelményt is támasztanak a hűtőközeggel szemben, úgy, hogy a hűtőközegként alkalmazható anyagok köre erősen leszűkül. Sőt még azt is tudomásul kell venni, hogy tulajdonképpen nincs is olyan „ideális” hűtőközeg, amely minden szempontnak maradéktalanul megfelelne.

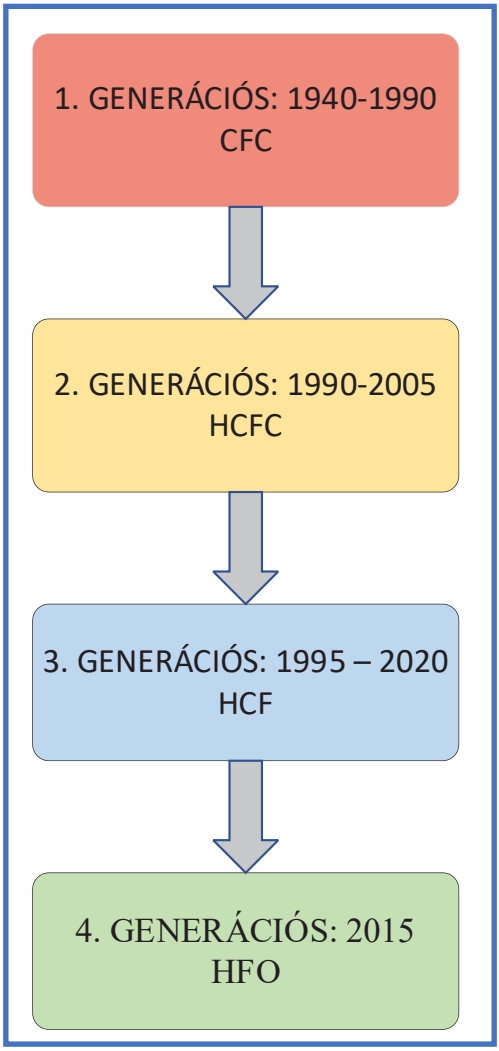
A hőszivattyúk működése szempontjából a hűtőközeg alábbi termotechnikai jellemzőinek van kiemelt hatása:

– egyensúlyi-elpárolgási, kondenzációs nyomás,
– egyensúlyi-elpárolgási, kondenzációs hőmérséklet,
– párolgási-latens hő,
– kompresszió véghőmérséklete,
– fajlagos térfogat.

5.1.1. A hűtőközegek csoportosítása és alkalmazása

Az alkalmazott hűtőközegeket több szempont szerint csoportosíthatjuk, üzemi hőmérséklet-, nyomásszintek-, szerint, veszélyesség-, kiinduló összetétel szerint. Manapság a hűtőközegeket négy csoportra osztják, a megjelenésük idővonalán:

5.1. ábra. Hűtőközegek osztályzása



1. Generációs CFC-hűtőközeg

(Chlorofluorocarbon) olyan halogénezett szénhidrogén, mely a szén mellett csak fluort és/vagy klórt tartalmaz)

A CFC a hűtőközeg kémiai összetételére utal, amely azt jelzi, hogy a hűtőközeg klórt és fluort is tartalmazó szénhidrogén vegyület. A leggyakoribb CFC-hűtőközegek az R-11, R-12, R-13, R-113, R-114 és R-115.

Jellemzőjük: nem mérgezőek, nem gyúlékonyak, de nagyon magas a GWP (Global Warming Potential; Globális Felmelegedési Potenciál) értékük. 2004 óta még a szervizcélú utántöltésük is tilos!

2. Generációs HCFC-hűtőközeg

A HCFC a hűtőközeg kémiai összetételére utal, amely azt jelzi, hogy csak részben helyettesültek a szénhidrogének a hidrogén atomjai klórral és fluorral. A leggyakoribb HCFC-hűtőközegek az R-22, R-123, R-124 és R-142b.

Jellemzőjük: nem mérgezőek, nem gyúlékonyak, de magas a GWP-értékük. Alacsonyabb ODP (Ozone Depletion Potential; Ózon Lebontó Potenciál) érték. 2010 óta gyártásuk megszűnt!

3. Generációs HFC-hűtőközeg

A HFC a hűtőközeg kémiai összetételére utal, és a hűtőközeget klórmentes szénhidrogén vegyületek képezik. A leggyakoribb HFC-hűtőközegek az R-32, R-125, R134a, R-143a és R-152a. Jellemzőjük: nem mérgezőek, nem gyúlékonyak, ODP-értékük 0, de a GWP-értékük magas.

4. Generációs HFO-hűtőközeg

A HFO a hűtőközeg kémiai összetételére utal. A HFO-hűtőközegeket nulla ODP-értékkel rendelkeznek és alacsony GWP-kategóriába sorolják. Ezek a közegek egyneműek vagy keveréket képeznek a HFC-közegekkel. Alacsony mértékben gyúlékonyak. A leggyakoribb HFC-hűtőközegek az R-1234ze (E), R1234yf, R449A, R454C, R513A, R1233zd, R1336mzz.

A következő *5.1. táblázatban* néhány népszerű hűtőközeg-típus található és azok alkalmazási területe:

5.1. táblázat: A hűtőközegek alkalmazási lehetőségei [1]

Hűtőközeg	Alkalmazás	Berendezések
R134a HFC	Közepes hőmérséklet	**Autóipar:** légkondicionáló berendezésben **Légkondicionáló berendezés** – kereskedelmi és ipari: légkondicionálás a tömegközlekedésben (személyvonatok és autóbuszok) – háztartási: háztartási klímaberendezések **Hűtőgépek** – kereskedelmi és ipari: hűtőpultok, hűtőkamrák, centrifugális hűtőrendszerek, jégkészítők, feldolgozóipari hűtőrendszerek, hűtőberendezések – háztartási: háztartási hűtők **Hőszivattyúk**
R404A HFC-keverék	Magas hőmérséklet	**Hűtőgépek** – kereskedelmi: hűtőpultok, hűtőkamrák, vitrinek, jégkészítők, hűtött automaták, hűtőraktárak, korcsolyapályák – ipari: feldolgozóipari hűtőrendszerek, hűtőberendezések – háztartási: fagyasztók és háztartási hűtőszekrények
R407 A HFC-keverék	Alacsony és közepes hőmérséklet	**Hűtőgépek** – kereskedelmi: hűtőpultok és hűtőkamrák, hűtött automaták, jégkészítők, hűtőraktárak, korcsolyapályák, bemutató egységek – ipari: feldolgozóipari hűtőrendszerek, hűtőberendezések (nagy elárasztott párologtatós hűtőberendezésekben nem használhatók) – háztartási: fagyasztók és háztartási hűtőszekrények

R410A–HFC-keverék	Magas hőmérséklet	**Klímarendszerek** – lakossági és kereskedelmi: háztartási klímaberendezések, kereskedelmi hőszivattyúk, klímaberendezések a tömegközlekedési eszközökben (személyvonatok és buszok) – ipari, klímaberendezés a feldolgozóipar számára
R 1234yf HFO	Alacsony és közepes hőmérséklet	**Autóipar:** Új típusú autók légkondicionáló rendszere **Hűtőgépek:** háztartási hűtőgépek, hőszivattyúk
R600a-izobutan	Magas hőmérséklet	**Hűtőgépek:** – kereskedelmi: hűtött pultok, hűtőkamrák, kereskedelmi bemutató egységek, jégkészítők, hűtött automaták, hűtött raktárak – háztartási: fagyasztók és háztartási hűtőszekrények
R717 NH3	Alacsony és közepes hőmérséklet	**Hűtőgépek** **– kereskedelmi:** hűtőpultok, hűtőkamrák, bemutatóegységek, jégkészítők, hűtött automaták, hűtött raktárak, korcsolyapályák – ipari: hűtőrendszerek a feldolgozóipar számára
R450 (HFC/HFO-keverék	Közepes hőmérséklet	**Étel és ital automaták, hőszivattyúk, levegő/víz hűtőgépek**
R1234ze HFO	Közepes hőmérséklet	**Hűtők, fagyasztók, hőszivattyúk**
R1336mzz HFO	Magas hőmérséklet	**Hőszivattyúk**

5.1.2. A hűtőközegek környezetre gyakorolt hatása (ODP, GWP, TEWI)

Az Európai Unió környezetvédelmi politikája egyre szigorúbb előírásokkal szabályozza a hűtőközegek használatát a hűtés-, klíma- és hőszivattyús rendszerekben.

Tekintettel a globális felmelegedéssel járó reális veszélyekre az EU energia és környezetvédelmi politikájának legfőbb célkitűzéseihez tartozik:

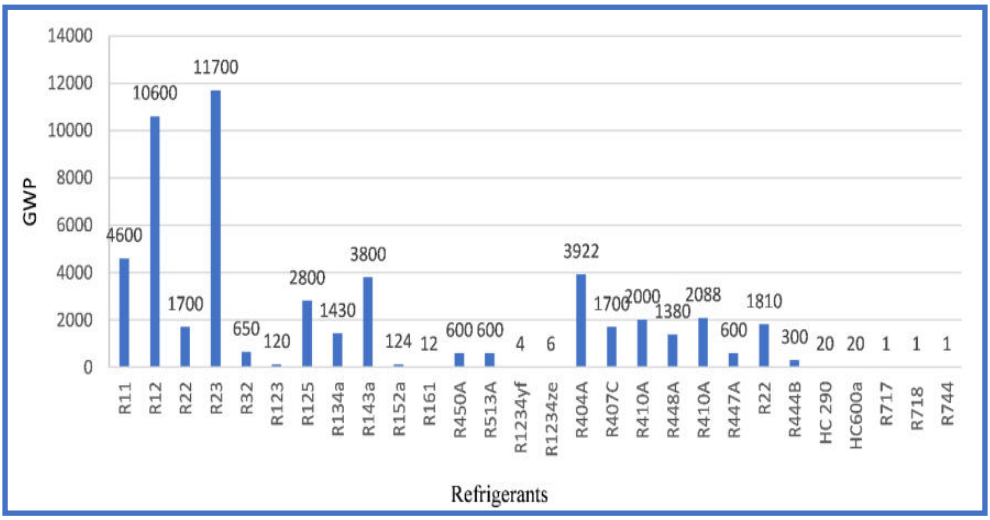
– a globális felmelegedésre hatással (TEWI) bíró hűtőközegek alkalmazásának korlátozása, illetve hosszú távon ezek betiltása (TEWI – direkthűtőközeg-emisszió és a közvetett károsanyag-kibocsátás együttes hatása),
– üvegházhatást növelő hűtőközegek alkalmazásának korlátozása, illetve hosszú távon ezek betiltása (GWP – globális felmelegedést okozó képesség mérőszáma),
– ózonkárosító közegek teljes mértékű kiiktatása (ODP=0 az ózonkárosító hatásának mérőszáma).

A mérőszámok jelentését a következőekben ismertetem:

– Az ózonkárosító hatásának mérőszáma – ODP
  Az egyes hűtőközegek különböző mértékben károsítják az ózonréteget, ennek jellemzésére bevezettek egy viszonyszámot, melynek alapja az R11 jelű hűtőközeg károsító hatása. A mérőszámot ózonlebontó képességnek nevezzük, angol megfelelője (Ozone Depletion Potential) alapján ODP lett a jelölése.

– Globális felmelegedést okozó képesség mérőszáma – GWP
  Az üvegházhatást befolyásoló mérőszám a GWP, melynek jelentése globális felmelegítő hatás (GWP = Global Warming Potential = globális felmelegítő képesség). A legelterjedtebb a GWP-értékek 100 éves időhorizontra történő kiszámítása.

5.2. ábra. GWP-értékek különböző hűtőközegekre



– Teljes Egyenértékű Felmelegítő Hatás – TEWI
Hűtőrendszerek, klímák, hőszivattyúk is teljes életciklusának környezetszennyező hatását mutatja a gyártás és az üzemeltetés teljes energiaigényével számolva a megsemmisítésig. Ezt az értéket növeli egy feltételezett átlagos évi hűtőközegszivárgás miatti környezeti kár is.
A TEWI-érték tehát nemcsak az elszivárgott hűtőközeget foglalja magába, hanem az energetikai jellemzők által befolyásolt energiafelhasználás során keletkező káros anyagot is. Kiszámítása nem egyszerű feladat, hiszen azt is tekintetbe kell venni, hogy a hűtőrendszert tápláló energiát hogyan állították elő [2].

A TEWI kiszámításának módja az alábbiakban található:

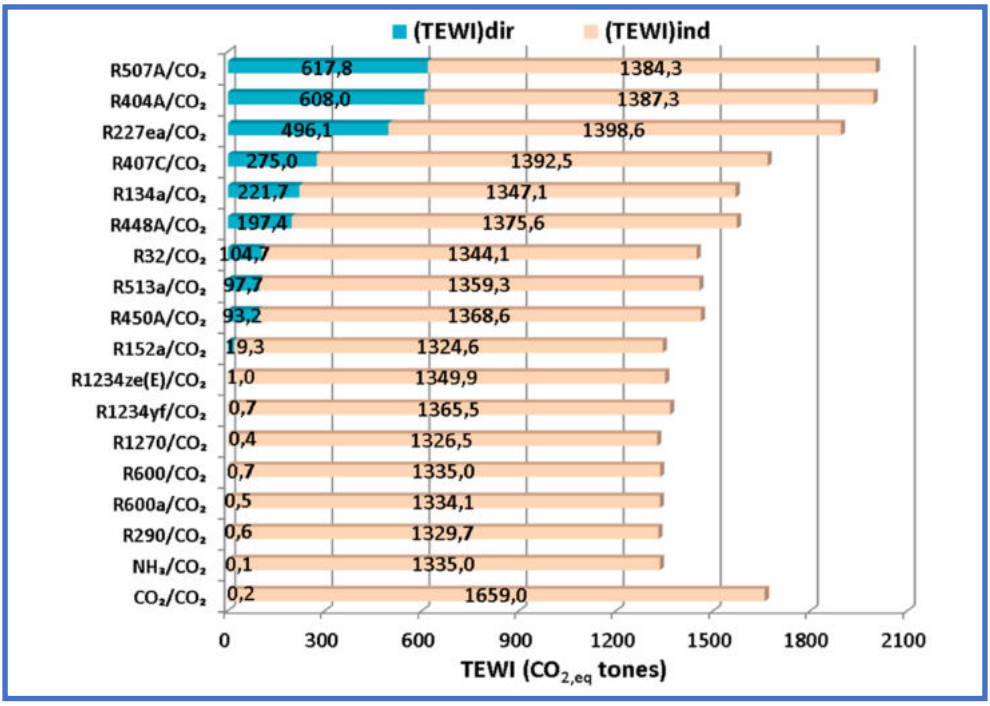
TEWI=GWP (szivárgási veszteség-direkt) + GWP (visszanyerési veszteség-direkt)+(energiafogyasztásból származó-indirekt)

$$TEWI=(GWP \cdot L_{annual} \cdot n) + (GWP \cdot m \cdot (1-\alpha)) + (E \cdot \beta \cdot n) \qquad (5.1)$$

ahol,

GWP – üvegházhatás (CO2=1) [kg CO2/kg hűtőközeg]
L – éves szivárgási arány [kg/year]
n – a hűtőrendszer működési ideje [years]
m – újrahasznosítási tényező [%]
E – éves energiafogyasztás [kWh/year]
β – fajlagos energiatermelésre vonatkozó CO2kibocsátás [kg CO_2/kWh]

5.3. ábra. A vizsgált hűtőközegek TEWI-értéke [3]



5.2. A HŰTŐGÉPOLAJOK

A hőszivattyú komponenseiben végbemenő jelenségek leírása, fizikai és matematikai modellezése igen sokat fejlődött az utóbbi évtizedben. Azonban az egy és kétfázisú hűtőközeg áramlása során a hőátadási folyamatok leírása a kenőolajok függvényében meglehetősen hiányosak, bizonytalanok. A kenőolaj a hőátadásra gyakorolt hatását nem lehet figyelmen kívül hagyni, mivel a kenőolaj és a hűtőközeg kölcsönösen hat egymásra, befolyásolva ezáltal egymás tulajdonságait. Az olaj rontja a hűtőközeg hőtechnikai jellemzőit, az pedig az olaj kenési tulajdonságait módosíthatja. A kenőolaj ugyanis a kompresszoros hűtőberendezésben egy szükséges rossz. A hűtőgépolajok legfontosabb szerepe a hűtőkompresszorok csapágyainak és hengereinek kenése. Emellett jelentősen hozzájárulnak a kompresszorok munkaterének tömítéséhez, a szelepek és szelepülések, a dugattyú és a henger közti hézagok elzárásához is. Azonban az olajelhordás megakadályozhatatlan, minden kompresszorból több-kevesebb olaj is távozik a hűtőközeggel együtt a hűtőberendezés egyéb részeibe, ahol a hőátadás intenzitását és a közeg nyomásesését negativan befolyásolja. Az elpárologtatóban és a kondenzátorban a folyadékfázisú hűtőközeg és az olajcseppek keverednek, megváltoznak a fizikai és kémiai

jellemzők, ezáltal a hőcserélőkben megvalósuló hőtranszport is, amely végső soron a hőszivattyú műszaki és gazdasági működését befolyásolja.

Ahogy a hűtőközegeknek, ugyanúgy a hűtőgépolajoknak is számos követelményrendszernek kell megfelelnie. Mint például a kenőképesség, a stabilitás, az anyagok kompatibilitása, a kölcsönös oldhatóság a hűtőközeggel, a viszkozitás és végül a habosodás. A következő táblázatban látható a kenőolaj–hűtőközegek párosítása.

5.2. táblázat. Kenőanyagok áttekintése [2]

	Hagyományos olajok				Új kenőanyagok			
	Ásványolajok (MO)	Alkilbenzol (AB)	Ásványolajak + Alkilbenzol	Polialfa olefinek (PAO)	Poliol-észter (észterolaj-POE)	Polivinil éterek (PVE)	Polialkilén glikolok (PAG)	Hidrokrakkolt ásványi olaj
(H)CFC	jó	Jó	Jó	határ	határ	n. m.	n. m.	n. m.
HFC + keverékek	n. m.	Határ	n. m.	n. m.	Jó	Jó	határ	n. m.
HFC/HC keverékek	r. f.	r. f.	r. f.	n. m.	Jó	Jó	n. m.	n. m.
HFO+HFO/HC keverékek	n. m.	n. m.	n. m.	n. m.	Jó	Jó	n. m.	n. m.
Szénhidrogének	jó	Határ	határ	Jó	Jó	n. m.	határ	n. m.
NH_3, R723	jó	Határ	határ	Jó	n. m.	n. m.	határ	Jó

n.m – nem megfelelő, r.f. – rendszerfüggő.

5.2.1. A hűtőközegek-hűtőolajok termodinamikai jellemzői

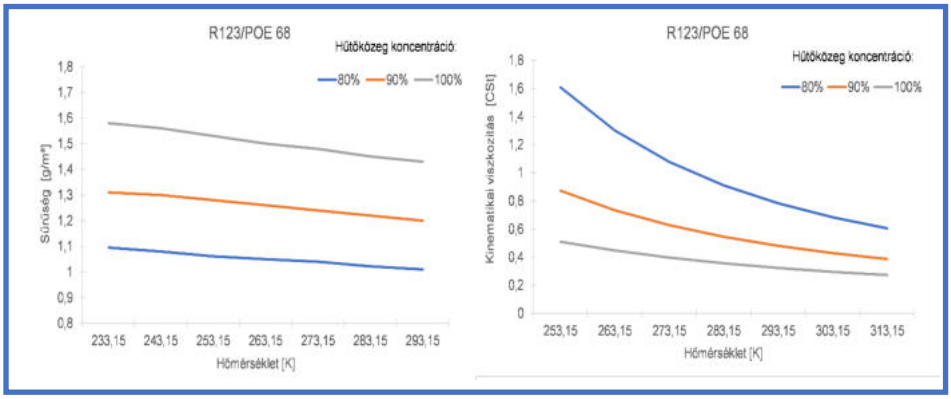
A hűtőközegek-kenőanyagok keverékeinek termodinamikai tulajdonságait leíró egyenletek széles körben elérhetők a szakirodalomban [4], [5]. A POE 68 szintetikus poliészter olajokat dugattyús kompresszorokhoz használják. Az alacsony viszkozitású olaj jó elegyet képez a hűtőközeggel, és jó olajvisszatérést biztosít a kompresszorba, különösen száraz elpárologtató rendszerekben. A magas hűtőközeg-koncentrációjú R134a és POE 68 kenőolaj-keverék termodinamikai jellemzőit meghatározó algebrai egyenleteket a következő táblázatban foglaltuk össze:

5.3. táblázat A POE68 olaj és R134a hűtőközeg-keverék termodinamikai jellemzőinek egyenlete [6]

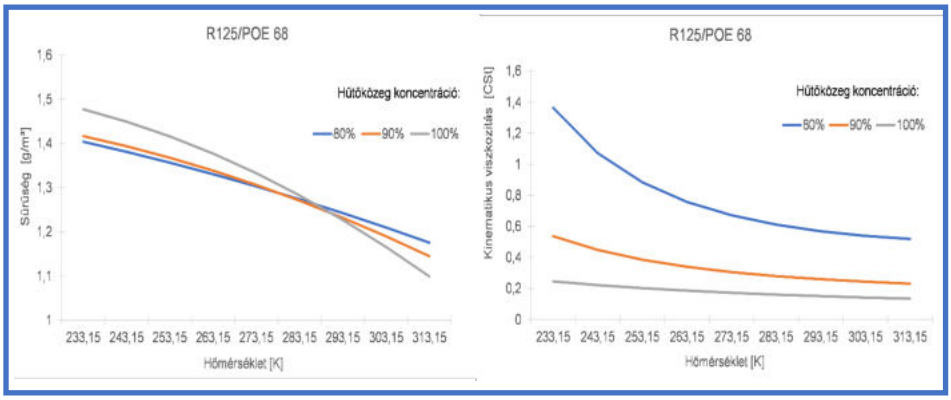
Jellemzők	Egyenletek	
Dinamikai viszkozitás	$\log(\eta) = \left(a_1 + \frac{a_2}{T} + \frac{a_3}{T^2}\right) + \omega \cdot \left(a_4 + \frac{a_5}{T} + \frac{a_6}{T^2}\right) + \omega^2 \cdot \left(a_7 + \frac{a_8}{T} + \frac{a_9}{T^2}\right)$	(5.2)
Gőz nyomása	$\log(P) = \left(a_1 + \frac{a_2}{T} + \frac{a_3}{T^2}\right) + \omega \cdot \left(a_4 + \frac{a_5}{T} + \frac{a_6}{T^2}\right) + \omega^2 \cdot \left(a_7 + \frac{a_8}{T} + \frac{a_9}{T^2}\right)$	(5.3)
Sűrűség	$\rho = \left(a_1 + \frac{a_2}{T} + \frac{a_3}{T^2}\right) + \omega \cdot \left(a_4 + \frac{a_5}{T} + \frac{a_6}{T^2}\right) + \omega^2 \cdot \left(a_7 + \frac{a_8}{T} + \frac{a_9}{T^2}\right)$	(5.4)
	$\log(\vartheta) = \left(a_1 + \frac{a_2}{T_r} + \frac{a_3}{T_r^2}\right) + \omega \cdot \left(a_4 + \frac{a_5}{T_r} + \frac{a_6}{T_r^2}\right) + \omega^2 \cdot \left(a_7 + \frac{a_8}{T_r} + \frac{a_9}{T_r^2}\right)$	(5.5)
	Az egyenletekben fellelhető együtthatók értékei megtalálhatók a következő szakirodalomban [5], míg ω a hűtőközeg és az olaj koncentrációja.	
Fajlagos entalpia	Olaj: $h_o = 4.186 \cdot \frac{0.4024 \cdot T + (0.000405 \cdot T)^2}{\sqrt{S}}$	(5.6)
	Hűtőközeg – olaj keveréke: $h_{r,o} = \omega \cdot h_o + x \cdot h_{r.v} + (1 - x - \omega) \cdot h_{r.l}$	(5.7)
Hővezetési tényező	Olaj: $\lambda_o = \frac{0.1172 \cdot (1 - 0.0054 \cdot t)}{S}$	(5.8)
	Hűtőközeg: $\lambda_r = 94.2 - 0.42784 \cdot T$	(5.9)
	Hűtőközeg – olaj keveréke: $\lambda_{r,o} = \lambda_r \cdot (1 - \omega) + \lambda_o \cdot \omega - 0.72 \cdot \omega \cdot (1 - \omega) \cdot (\lambda_o - \lambda_r)$	(5.10)
Felületi feszültség	Olaj: $\sigma_o = 29 - 0.4 \cdot T$	(5.11)
	Folyadék fázisú hűtőközeg: $\sigma_r = 11.4 - 0.14 \cdot T + 1.31 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 + 1.17 \cdot 10^{-6} \cdot T^3$	(5.12)
	Hűtőközeg – olaj keveréke: $\sigma_{r,o} = \sigma_r + (\sigma_o - \sigma_r) \cdot \omega^{0.51}$	(5.13)
Fajhő	Olaj: $c_{p,o} = 4.186 \cdot \frac{0.388 + 0.00045 \cdot (1.8 \cdot T + 32)}{\sqrt{S}}$	(5.14)
	Hűtőközeg: $c_{p,ref} = 395.19 - 1588.6 \cdot (1 - T_R)^{\frac{1}{9}} + 2233.8 \cdot (1 - T_R)^{\frac{2}{9}} - 1120.3 \cdot (1 - T_R)^{\frac{3}{9}} + 81.2 \cdot (1 - T_R)^{\frac{6}{9}}$	(5.15)
	Hűtőközeg – olaj keveréke: $c_{p,r,o} = s \cdot c_{p,o} + (1 - s) \cdot c_{p,ref}$	(5.16)

A következő ábrákon bemutatjuk az R123, R125, R134a és az R152a típusú hűtőközegek és az POE 68 észterolaj-keverékek termodinamikai jellemzői – sűrűség és kinematikai viszkozitás – változását a hűtőközeg hőmérsékletének a függvényében.

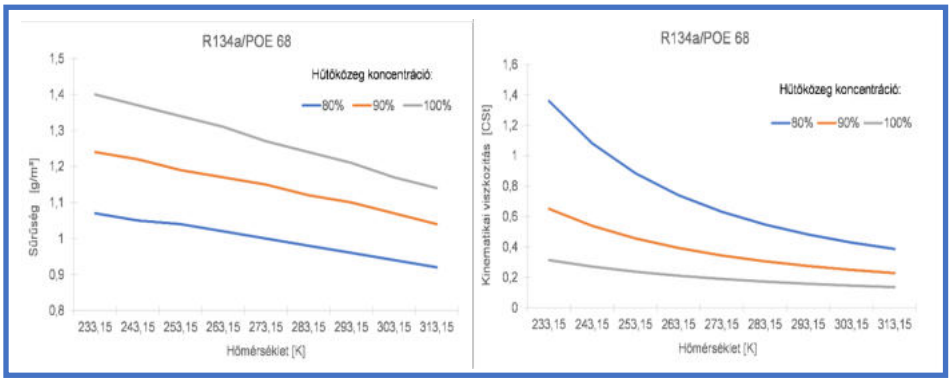
5.4. ábra. Az R123 típusú hűtőközeg és POE 68 észterolaj keverékeinek sűrűség és kinematikai viszkozitásának változása a hőmérséklet függvényében



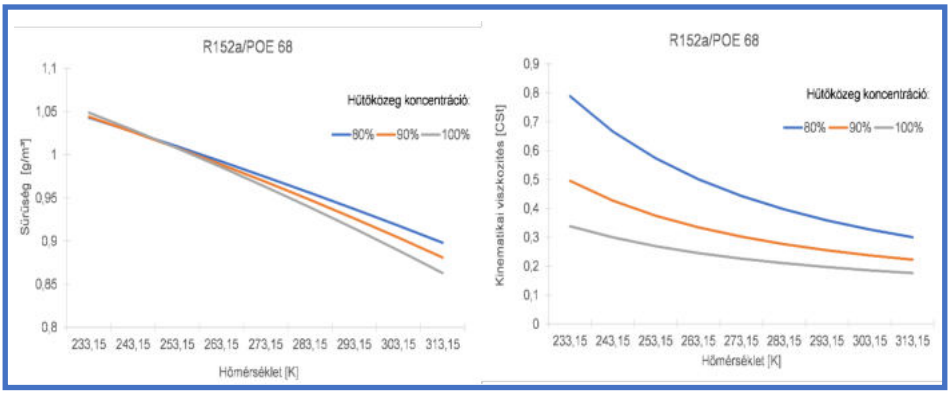
5.5. ábra. Az R125 típusú hűtőközeg és POE 68 észterolaj keverékeinek sűrűség és kinematikai viszkozitásának változása a hőmérséklet függvényében



5.6. ábra. Az R134a típusú hűtőközeg és POE 68 észterolaj keverékeinek sűrűség és kinematikai viszkozitásának változása a hőmérséklet függvényében



5.7. ábra. Az R152a típusú hűtőközeg és POE 68 észterolaj keverékeinek sűrűség és kinematikai viszkozitásának változása a hőmérséklet függvényében



Az R152a/POE 68, R134a/POE 68, R125/POE 68 és az R123/POE 68 keverékek esetében a sűrűség értékeinek változása közel azonos tendenciát mutatnak a hőmérséklet függvényében. Az *5.4. ábrán* látható, hogy a vizsgált keverékek közül az R123/POE68 keverék sűrűség- és kinematikai viszkozitás értékei a legmagasabb 1,6 (g/m^3), illetve 1,5 CSt és az olajkoncentráció mértéke is jelentősebben kihat a vizsgált termodinamikai jellemzőkre. A kinematikai viszkozitás jellege a hőmérséklet változásának függvényében eltérő a vizsgált hűtőközegek esetében. Az *5.5. ábrán* láthatjuk, hogy 283,15 K hőmérsékletig a tiszta hűtőközeg eredményez nagyobb sűrűséget, majd a tendencia megfordul és a 80% koncentráció eredményez magasabb sűrűségértékeket. A kinematikai viszkozitás értékérére jelentős mértékben kihat a koncentráció aránya. Az *5.6. ábrán* megfigyelhetjük, hogy a koncentráció mértéke jelentősen kihat a sűrűség és a kinematikai viszkozitás értékére. Az *5.7. ábrán* látható, hogy az R152a hűtőközeg esetében 253,15 K hőmérsékletig a koncentráció mértéke jelentéktelen, és jól kivehető, hogy a 283,15 K hőmérséklet felett a magasabb POE 68 olajkoncentráció magasabb sűrűséget eredményez, mint a csupán tiszta hűtőközeg esetén, viszont 283,15 K alatt ez a tendencia fordított.

Továbbá azt is megállapítható, hogy a koncentráció növekedésével a kinematikai viszkozitás értéke erős növekvő tendenciát mutat mind a négy keverék esetében, míg sűrűség szempontjából lényegesen alacsonyabbak az értékek, mint tiszta keverék esetén.

5.2.2. A hűtőolaj hatása a hőátadási tényezőre

A hőcserélő felszíne és a hűtőközeg közötti hőáram meghatározására szolgáló Newton egyenletnél (5.17) feltételeztük, hogy a teljes felszín hőmérséklete azonos (izotermikus), és a folyadék egyetlen hőmérséklettel jellemezhető. A hőátadási tényező ilyen módon történő bevezetésével egy összetett folyamat két leglényegesebb paraméterét, a hőmérséklet-különbséget és a felületet kiemelve, valamennyi egyéb fizikai hatást (áramlás jellege, sebesség, stb.) a hőátadási tényező foglal magában.

$$\dot{Q}=\alpha\cdot A\cdot (T_2-T_1) \qquad (5.17)$$

A hűtőközeg hőátadási tényező számítása igen bonyolult összefüggésekkel lehetséges

$$\alpha=\lambda/d, f(Re,Pr) \qquad (5.18)$$

A fenti egyenletekből világosan kitűnik, hogy az áramlási paraméterek mellett, a hűtőközeg jellemzőinek, azaz a hűtőközeg sűrűségének és viszkozitásának is meghatározó szerepe van. A hőszivattyú körfolyamatában áramló keverék, hűtőközeg és hűtőgépolaj, jellemzőinek meghatározása szükségszerű, hogy matematikailag definiálni tudjuk a körfolyamat hő és hidraulikai folyamatait. A szakirodalomban megtalálható kétfázisú kondenzációs modellek széles körben ismertek, amelyek különböző hűtőközegekre és feltételek között érvényesek [7, 8, 9]. Megvizsgáltam a hűtőolaj hatását a kondenzációs hőátadás értékeire, a szakirodalomban megtalálható különböző hőátadási modelleket – Akers, Dean, Crosser [10], Shah [11], Cavallini [12] és a hőátadási áramlási képet is meghatározó Thome [13] – vettük alapul.

5.4. táblázat. Kondenzációs hőátadási modellek

Szerző	Hidraulikus átmérő	Hűtőközeg	Tartomány/ alkalmazhatóság	Egyenlet
Akers, Deans, Crosser [10]	-	-	$Re_l > 5000$ $Re_v > 20\,000$	$Nu = \frac{\alpha \cdot D_i}{\lambda_l} = C \cdot Re_e^n \cdot Pr_l^{\frac{1}{3}}$ (5.19) $C = 0.0265, n = 0.8\ for\ Re_e > 5 \cdot 10^4$ (5.20) $C = 5.03, n = \frac{1}{3}\ for\ Re_e < 5 \cdot 10^4$ (5.21) $G_e = G \cdot \left[(1-x) + x \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0.5}\right]$ (5.22)
Shah [11]	$7 < D < 40\ mm$	R11, R12, R22, R113, metán, etán, bután, toluol, triklór etilén	$Re_v > 35\,000$ $3 < v_v < 300\frac{m}{s}$ $Re_l > 350$ $4 < G < 820\frac{kg}{m^2 s}$	$\alpha_{shah} = \alpha_l \cdot \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8 \cdot x^{0.76} \cdot (1-x)^{0.04}}{Pr^{0.38}}\right]$ (5.23) $\alpha_l = 0.023 \cdot \frac{\lambda_l}{D_i} \cdot \left(\frac{G \cdot (1-x) \cdot D_i}{\eta_l}\right)^{0.8} \cdot Pr^{0.43}$ (5.24)
Cavallini-Zecchini [12]		R11, R12, R21, R22, R113, R1114	$7000 < Re_l < 53000$ $11 < \frac{\mu_g}{\mu_f} < 314$	$\alpha_{cav} = 0.05 \cdot \frac{\lambda_l}{D_i} \cdot Re_{eq}^{0.8} \cdot Pr^{0.33}$ (5.25) $Re_{eq} = Re_{lo} + \left(\frac{\eta_v}{\eta_l}\right) \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.5} \cdot Re_g$ (5.26)
Thome és a többiek [13]	$3.1 < D < 21.4\ mm$	R11, R12, R113, R32/R125, propán, izobután,	$24 < G < 1022\frac{kg}{m^2 s}$ $0.03 < x < 0.97$	$\alpha_{thome} = \frac{\alpha_f \cdot \Theta + (2 \cdot \pi - \Theta) \cdot \alpha_c}{2 \cdot \pi}$ (5.27) $\alpha_c = 0.003 \cdot Re_l^{0.74} \cdot Pr_l^{0.5} \cdot \frac{\lambda_l}{D_i} \cdot f$ (5.28) $\alpha_f = 0.728 \cdot \left[\frac{\varrho_l \cdot (\varrho_l - \varrho_v) \cdot g \cdot h \cdot \lambda_l^3}{\eta_l \cdot D_i \cdot (T_{sat} - T_w)}\right]^{1/4}$ (5.29)

Egy számítási példán bemutatjuk a különböző koncentrációjú hűtőolaj- és hűtőközeg-keverékek hatását a hőátadási tényező értékeire az *5.4. táblázatban* megtalálható modelleket felhasználva. A 90% és 80% a magas hűtőközeg és alacsony hűtőolaj tömeghányadát jelenti. A modellek összehasonlitására szolgáló bázisadatok az alábbiak:

– hűtőközeg típusa: *R134a.*
– hűtőközegolaj típusa: *POE 68.*
– keverék tömegáram-sűrűsége: *G=125,250 (kg/(m²·s)).*
– kondenzációs hőmérséklet: *T_{con}=40°C.*
– gőztartalom: *x=0,1-0,9 (-).*
– hűtőközeg tömeghányada: *ω=90% és 80%.*

A hűtőközeg tömeghányadának meghatározására szolgáló egyenlet:

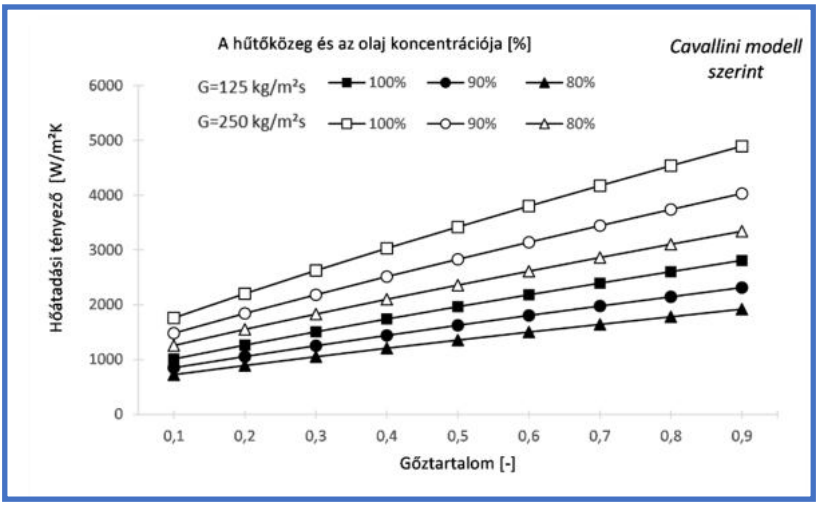
$$\omega = \frac{\dot{m}_o}{\dot{m}_{teljes}} = \frac{\dot{m}_o}{\dot{m}_o + \dot{m}_r} = \frac{\dot{m}_o}{\dot{m}_o + \dot{m}_{r,v} + \dot{m}_{r,l}} \tag{5.30}$$

Mivel az olaj csak a folyadék halmazállapotú hűtőközeggel képez koncentrátumot, így az egyenlet következőképp módosul:

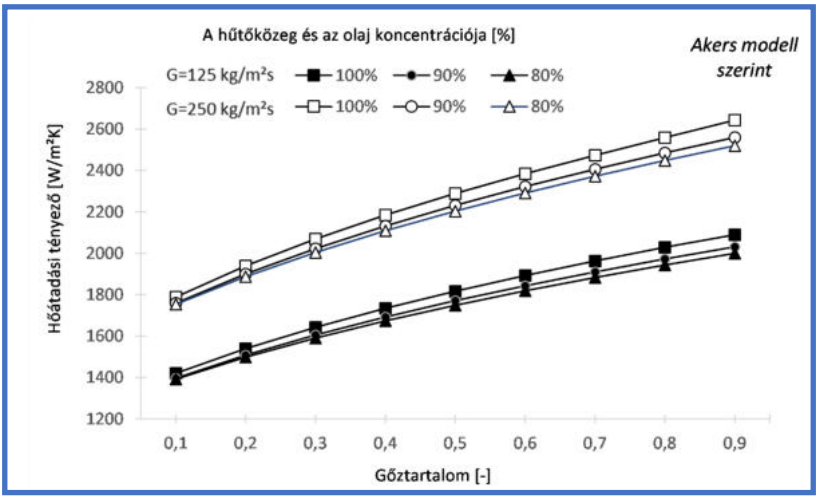
$$\omega = \frac{\dot{m}_o}{\dot{m}_o + \dot{m}_{r,l}} \tag{5.31}$$

A szimulációs eredményeket grafikusan, a következő diagramokon mutatjuk be.

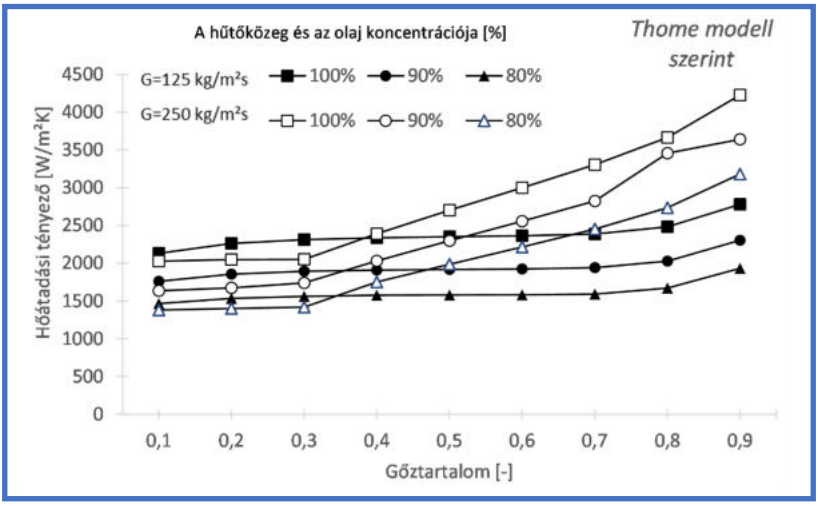
5.8. ábra. Cavallini-modellből [12] nyert kondenzációs hőátadási tényező értékei



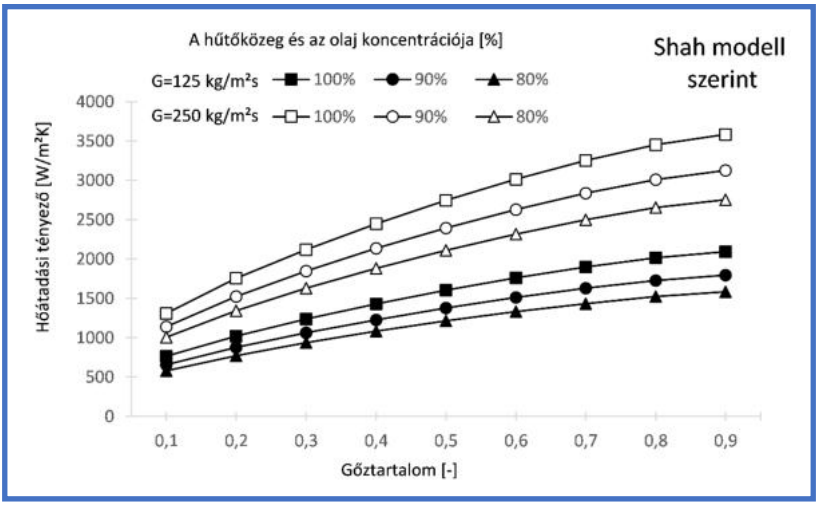
5.9. ábra. Az Akers-modellből [10] nyert kondenzációs hőátadási tényező értékei



5.10. ábra. A Thome-modellből [13] nyert kondenzációs hőátadási tényező értékei



5.11. ábra. Shah-modellből [11] nyert kondenzációs hőátadási tényező értékei



A szimulációs eredményekből láthatjuk, hogy a kondenzációs hőátadási tényező értéke nagymértékben változik a hűtőolaj-koncentráció függvényében. Megfigyelhető, hogy a különböző szerzők modelljeiből nyert kondenzációs hőátadási tényező értékei alacsonyabbak 80% és 90% koncentrációnál, mint a tiszta hűtőközeg esetén. A következő táblázatban összehasonlítottuk a 90% R134a hűtőközeg + 10 % POE 68 olaj, valamint 80% R134a hűtőközeg + 20%-os POE 68 olaj koncentációjú keverékek kondenzációs hőátadási tényezők értékekeit a tiszta, 100% hűtőközeg + 0% olaj alapú hőátadási tényező értékeivel.

5.5. táblázat. A különböző koncentrációjú keverékek hőátadási tényezőinek eltérése a tiszta, 100% hűtőközeg alapú hőátadási tényező értékeitől

Koncentráció	90% R134a + 10 % POE68		80% R134a + 20 % POE 68	
Hőátadási modellek	Max. eltérés	Átlagos eltérés	Max. eltérés	Átlagos eltérés
Akers [10]	3,27%	2,54 %	4,88 %	1,88 %
Shah [11]	15,39 %	14,72 %	30,93 %	30,17 %
Cavallini [12]	21,45 %	20,55 %	46,43 %	44,25%
Thome [13]	24 %	19,91 %	48,65 %	42,70 %

Az *5.5. táblázat*ból láthatjuk, hogy az Akers [10] modellből nyert értékek eltérései a legkisebbek a 100% azaz tiszta hűtőközeggel számított hőátadási tényező értékeitől, míg a Thome [13] modellből nyert értékek a legnagyobbak. A többi vizsgált hőátadási modell is jelentős eltérést mutatnak. Megállapítást nyert, hogy a hűtőközeg tömeghányadának (ω) változása, azaz az észterolaj arányának növelése jelentős mértékben befolyásolja a hőátadási tényezőt, azaz a konvektív hőáramlás során átadott hőmennyiséget.

A szakirodalomban nagyszámú elpárolgási és kondenzációs hőátadási modell található, különböző feltételekre és körülményekre vonatkoztatva, de ezen modellek túlnyomó része figyelmen kivül hagyja a hűtőolaj jelenlétét és annak mennyiségét a keverékben, emiatt a modellek pontossága erősen megkérdőjelezhető.

Felhasznált irodalom

[1] Sánta R. (2021): *Review of refrigerants. Scientific bulletin series c: fascicle mechanics, tribology, machine manufacturing technology,* 35., pp. 67–72.

[2] Juhász L.–Maiyaleh T.–Vadász J.–Vasáros Z. (2020): Gyakorlati hűtéstechnikai ismeretek, Budapest: Nemzeti Klímavédelmi Hatóság. https://nemzetiklimavedelmihatosag.kormany.hu/v2/tananyag/tankonyv/14-a-termodinamika-alapveto-torvenyszerusegei

[3] Bellos, E.–Tzivanidis, C. (2019): A Theoretical Comparative Study of CO_2 Cascade Refrigeration Systems. *Appl. Sci.* 9., 790. https://doi.org/10.3390/app9040790.

[4] Eckels, S. J.–Zoz, S. C.–Pate, M. B. (1993): Using solubility data for HFC–134a and ester lubricant mixtures to model an in-tube evaporator or condenser. Proceedings of the 1993 Annual Meeting of the American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., June 27, 1993 –June 30, 1993, Denver, CO, USA, Publ. by ASHRAE.

[5] Thomas, J. B.–Tara, J.–Fortin, M. L.–Huber, A. L.–Eric, W. L.– Elisabeth, M.–Mark, O. M.–Stephanie, L. O.–Richard, A. P.–Kimberly, N. U.–Jason, A. W. (2019): *Thermophysical Properties of Polyol Ester Lubricants. NIST Director and Undersecretary of Commerce for Standards and Technology.* https://doi.org/10.6028/NIST.IR.8263

[6] Sánta, R. (2021): Investigation of the Thermodynamic Characteristics of the Ester Oil and R152a, R125, R134a and R123 Refrigerant Mixtures ACTA UNIVERSITATIS SAPIENTIAE ELECTRICAL AND MECHANICAL ENGINEERING 2065-5916 2066-8910 13., (1.), pp. 14–24.

[7] 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.

[8] Sánta R. (2014): The Analysis of Two-phase Condensation Heat Transfer Models Based on the Comparison of Boundary Condition Acta polytechnica hungarica 9., (6.), pp. 167–180.

[9] Garbai, L.–Santa, R.–Pacza, G.–Kovács, Z. A. (2014): New heat transfer and pressure drop correlation of single phase flow on the shell side of heat exchanger EXPRES 2014, 6th International Symposium on Exploitation of Renewable Energy Sources and Efficiency. 132., pp. 107–110.

[10] Akers, W. W.–Deans, H. A. (1959): Crosser, O K. "Condensing Heat Transfer Within Horizontal Tubes." *Chem. Eng. Progr.* 55., Symposium Ser. No. 29.,

[11] Shah, M. M. A. (1979): General Correlation for Heat Transfer during Film Condensation inside Pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer,* 22., (4.), pp: 547–556.

[12] Cavallini, A.–Zecchin, R. (1974): A dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation. In: Vol. III. *Heat Transfer,* pp. 309–313.

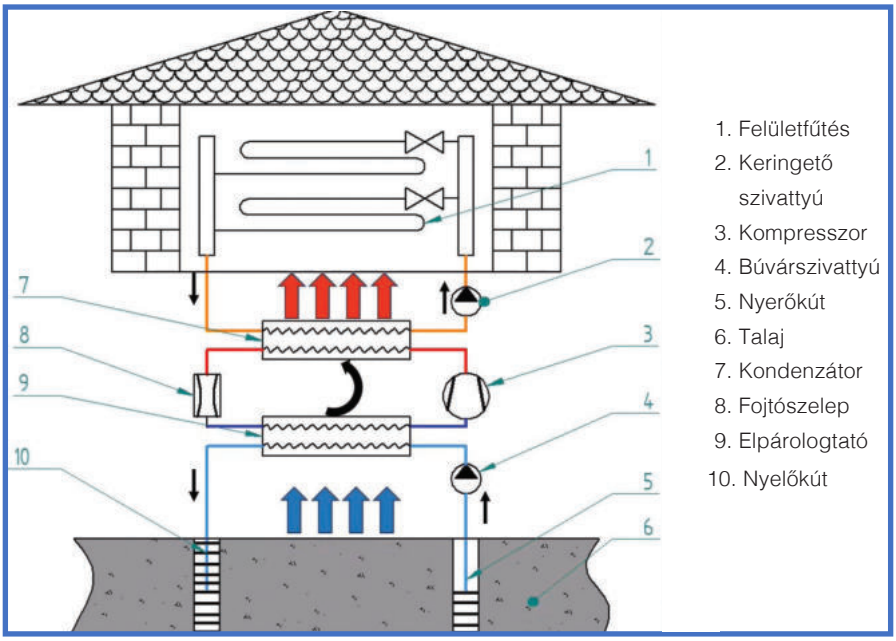
[13] Thome, J. R.–El Hajal, J.–Cavallini, A. (2003): Condensation in horizontal tubes. Part 2: new heat transfer model based on flow regimes. Int. *J. Heat Mass Transfer.* 46., (18.), pp. 3365–3387.

6. A hagyományos körfolyamaton alapuló kompresszoros hőszivattyú bemutatása

A hőszivattyús fűtőrendszer középpontjában a körfolyamat van. A hőszivattyú fizikai modelljét négy fő alkotóelem képezi: az *elpárologtató,* a *kompresszor*, a *kondenzátor* és az *adagolószelep.* Az elpárologtatón keresztül kapcsolódik be a modellbe a hidegvíz-kör, azaz a hűtött kör, amely az alacsony hőmérsékletű hőforrás. A kondenzátoron keresztül pedig a melegvíz-kör, azaz a fűtési kör, a fűtési rendszer. Vizsgálatainkban azokkal a hőszivattyús rendszerekkel foglalkoztunk, amelyeknél az elpárologtató és a kondenzátor csőköteges hőcserélőket tartalmaznak. Ezeket elsősorban talajvizes és kútvizes rendszereknél alkalmazzák, tekintettel arra, hogy ezek a hőcserélő típusok a szennyeződésekre kevésbé érzékenyek. Nyílt rendszerek esetében ezek alkalmazása ajánlott. Zárt rendszerek esetében a lemezes hőcserélők alkalmazása már meghaladja a csőköteges hőcserélők részarányát.

A teljes hőszivattyús rendszer vázlatát forrás és nyelőkutakkal a *6.1 ábra* mutatja.

6.1. ábra. A víz–víz hőszivattyús fűtőrendszer vázlata és energiaáramai vizes hőforrás esetén [1]



A hűtőközeg a hőszivattyú körfolyamatában hőszállítóként vesz részt. A hűtőközeg az elpárologtatóban, elpárolgással átveszi a hőt az alacsony hőfokú áramkörben áramló hűtött közegtől. Az elpárologtatóban képződött gőzt a kompresszor beszívja és mechanikai munka befektetése mellett magasabb energia szintre szállítja, komprimálja. A felmelegedett gőz a kondenzátorban a hőt átadja a fűtött közegnek, miközben kondenzálódik. A kondenzátum a fojtószelepen átáramolva kerül újra az elpárologtatóba. A fojtószelep térfogatváltozással biztosítja, hogy a hűtőközeg kondenzátumának hőmérséklete az elpárolgási hőmérséklet szintjére csökkenjen, továbbá, hogy az elpárologtatóba optimális mennyiségű hűtőközeg kerüljön be, azaz szabályozza az elpárologtató túlhevítési mértékét.

Függetlenül a hőszivattyú fajtájától, a hőszivattyús rendszer strukturája minden esetben ugyanaz. Mint a *6.1. ábrán* látható a víz–víz hőszivattyús fűtőrendszer három, hőt szállító áramlási körből tevődik össze, amelyek:

– a hidegvíz-kör a hőforrás és az elpárologtató között,
– a munkaközeg technológiai köre, a zárt körfolyamat között,
– a melegvíz-kör a kondenzátor és a hőfelhasználás között.

A következőkben ezeket részletesen elemzem.

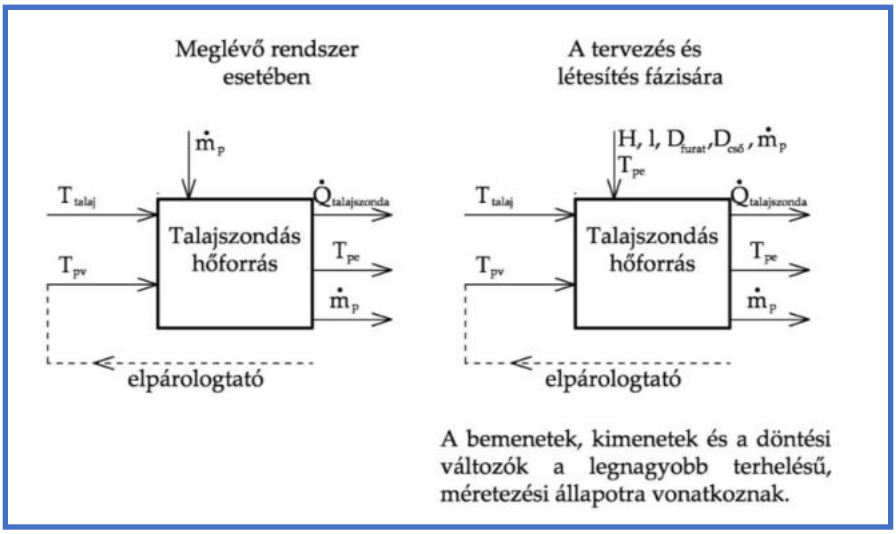
6.1. A HŐSZIVATTYÚS RENDSZER HIDEG VIZET SZÁLLÍTÓ KÖR, HŰTÉSI KÖR

Az e körben lévő közeg szállítja a hőt a hőforrásból az elpárologtatóba. A szállítóközeg leggyakrabban víz. A kör alkotóelemei: a *hőforrás*, *vízszivattyú,* az *előremenő csővezeték,* az elpárologtató hőcserélője és a visszatérő csővezeték. A hideg vizet szállító kör hőforrása a környezet, ezen belül a földhő – talajszondákkal, talaj- és felszíni vizekkel (kutakkal).

A talaj hőjének kiaknázása történhet nyitott és zárt rendszerben. Mindkét megoldásnak megvannak az előnyei és hátrányai, amelyeket már elemeztünk. Gazdasági szempontból általában a nyitott rendszer kivitelezése és üzemeltetése előnyösebb, viszont a talajszondák sokkal megbízhatóbbak, de a rendszer tervezése és a kivitelezése komoly földtani elemzéseket igényel.

A talajszondák energetikai analízisét, bemenet–kimenet fehér doboz modelljeit meglévő rendszerre és a tervezés–telepítés fázisára a *6.2. ábra* mutatja. Az energetikai analízis elvégzéséhez, az alap és inverz feladat megoldásához ismernünk kell azokat a transzformációs egyenleteket, amelyek segítségével leírható a kimeneti és bemeneti változók közti összefüggés a döntési változó függvényében. Meglévő rendszer esetében a talajszonda adottságai és a telepítés feltételei adottak, míg újonnan telepített rendszer esetében az egyes telepítési paraméterek a talajszondás modell döntési változói.

6.2. ábra. A talajszonda bemenet–kimenet fehér doboz modelljei [2]



A tervezés–létesítés fázisában a döntési változók a talajszonda átmérője, a furat átmérője, a furat mélysége, a szondaszárak távolsága lehetnek. Ezeknek függvényében meghatározható a kinyerhető hőteljesítmény a keringtetett tömegáram és a primer visszatérő folyadék hőmérsékletének függvényében.

6.2. A hőszivattyús rendszer belső zárt köre

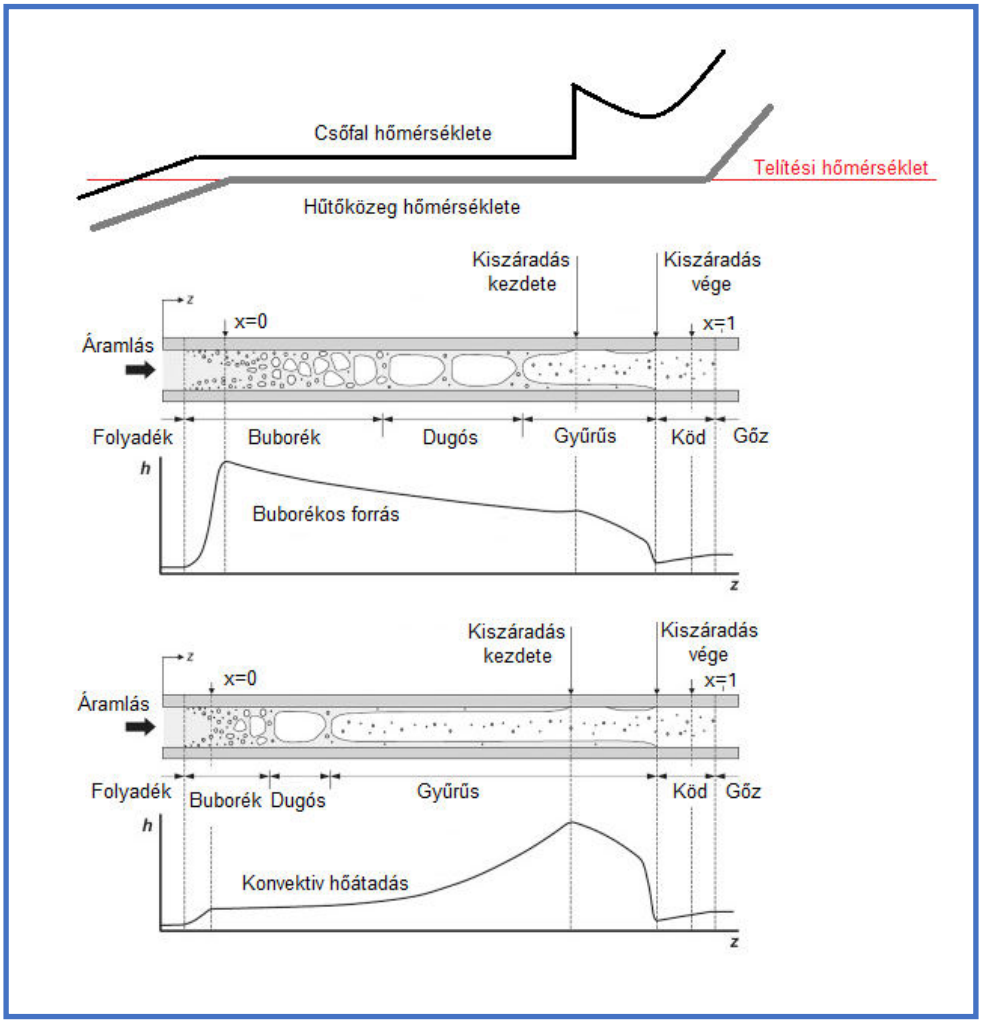
A kör alkotóelemei: elpárologtató, kompresszor, kondenzátor, adagoló szelep, valamint az elemeket összekötő csővezetékek.

Az elpárologtató

Az elpárologtatóban történik – a hőforrásból nyert hővel – a hűtőközeg elpárologtatása. Az elpárologtató akkor hatékony, ha a hőátadó felület teljesen elárasztotta a hűtőközeg keverékkel. Kevesebb hűtőközeg beáramlása esetén az elpárologtató felületének egy része üzem közben szárazon marad. Az el nem árasztott felületrész a hűtés szempontjából gyakorlatilag hatástalan. Az el nem árasztott szakaszon sokkal rosszabb a hőátadás, mint a nedvesített felületrészeken. Az elpárolgott hűtőközeg – a gőz itt már csak túlhevül.

Ugyanakkor biztonsággal el kell kerülni az elpárologtató túltöltését is, mert a szívócsőbe kijutó folyadék hűtőteljesítmény-veszteséget, a kompresszorba jutva pedig üzemzavart (folyadékütést) is okozhat. Az elpárologtatókból biztonsággal száraz gőz, tehát kissé túlhevített gőz kell, hogy távozzon.

6.3. ábra. A hűtőközeg hőátadási tényezőjének változása az áramlási kép függvényében



Az elpárolgás közben a hűtőközeg különböző áramlási formákon halad át, mivel a folyamat előrehaladtával a cső hossza mentén a közeg gőztartalma folyamatosan növekszik. Az áramlási képtől függően különböző forrási mechanizmusokkal kell számolnunk, amelyet a *6.3. ábrán* tudunk nyomon követni.

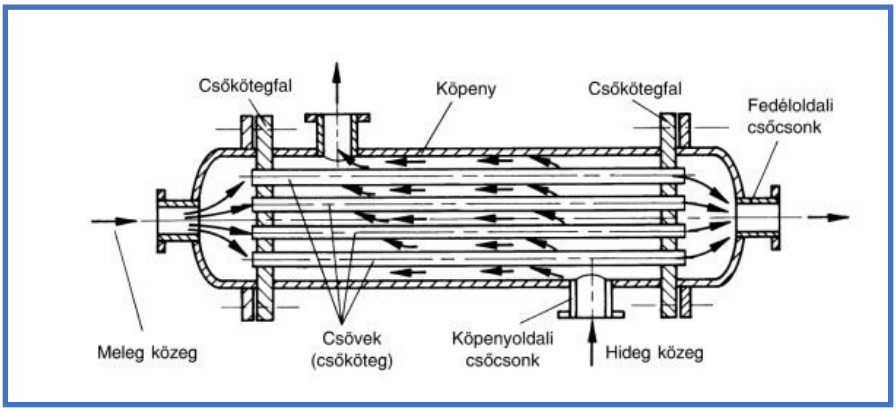
A folyadék fázisú hűtőközeg telítési hőmérsékletnél alacsonyabb hőmérséklettel lép be a csőbe, majd a csőfalnál eléri a telítési hőmérsékletet, így ott elindul a buborékos forralás. A forrás miatti turbulencia javítja a hőátadást, így a fal hőmérséklete nem emelkedik olyan gyorsan. Az egyre több buborék nagyobb tömlőkké áll össze. A fal hőmérséklete a fázisátalakulás miatt nem emelkedik, sőt a turbulencia miatt kicsit csökken.

A gőzbuborékok a cső közepén egyetlen gőztömlővé állnak össze és a falon folyadékfilm alakul ki. A gőz–folyadék határfelületről a folyadékcseppek sodródnak a gőzfázisba. A kiszáradáskor a gőzfázis magával sodorja a folyadékfilm cseppjeit a falról, a csőfelület szárazzá vállik, a gőz még tartalmaz folyadékcseppeket, vagyis köd, vagy ún. permet áramlik. A folyamat utolsó részében a gőz túlhevül, vagyis konvektiv hőátadás játszódik le a felület és a gőz között. Eközben a gőzben lévő folyadékcseppek is elpárolognak, és a csőfal hőmérséklete növekedni kezd.

A hőáramsűrűség növelésével mind a forrás kezdete, mind a csőfelület kiszáradása előbbre tolódik, a hőátadási tényező pedig végig növekedik azon a szakaszon, amelyen a csőfelületen buborékok képződnek. A tömegáram növelése végig növeli a hőátadási tényezőt, de minden szakasz tolódik. Ott, ahol a felület leszárad, a hőátadási tényező hirtelen lecsökken. [3]

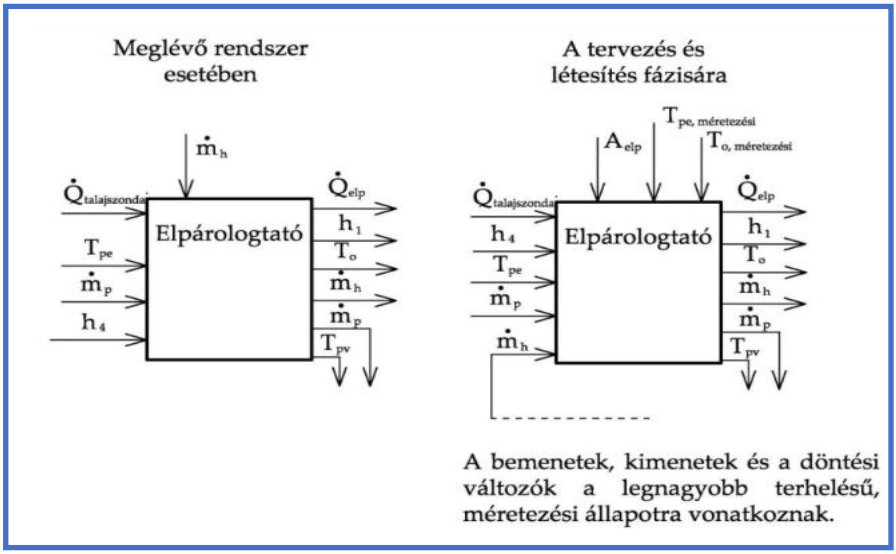
Az elpárologtató nem más, mint egy felületi hőcserélő. A felületi hőcserélők szilárd konstrukciók, különböző geometriai alakokban és méretekben. Kialakítását a hűtött közeg fajtája és az alkalmazási célja együttesen határozzák meg. A felületi hőcserélő szétválasztja a két munkaközeget, intenzív hőcsere mellett.

6.4. ábra. Merev csőköteges hőcserélő [4]



Az elpárologtató energetikai bemenet–kimenet fehér doboz modelljét, mind a tervezés és létesítés fázisára, mind meglévő rendszer üzemeltetésére a *6.5. ábra* szemlélteti. Az elpárologtatónak a bemenő paramétereit a talajszondákból kinyerhető hőteljesítmény, a feljövő folyadék hőmérséklete és tömegárama képezik. Kimenő paraméterként a körfolyamatba bejuttatott hőteljesítmény szerepel, amely megegyezik a talajszondákból kinyert hőteljesítménnyel, és kimenő paraméter még a hűtőközeg tömegárama, a hűtőközeg elpárolgási hőmérséklete és a talajba lemenő folyadék hőmérséklete is.

6.5. ábra. Az elpárologtató bemenet–kimenet fehér doboz modellje [2]



Az elpárologtató tervezési és létesítési modelljénél a legfontosabb döntési változói az elpárologtató hőleadó felülete és az elpárologtatási hőmérséklet, természetesen a méretezési, úgynevezett legnagyobb terhelési állapotra.

A kompresszor

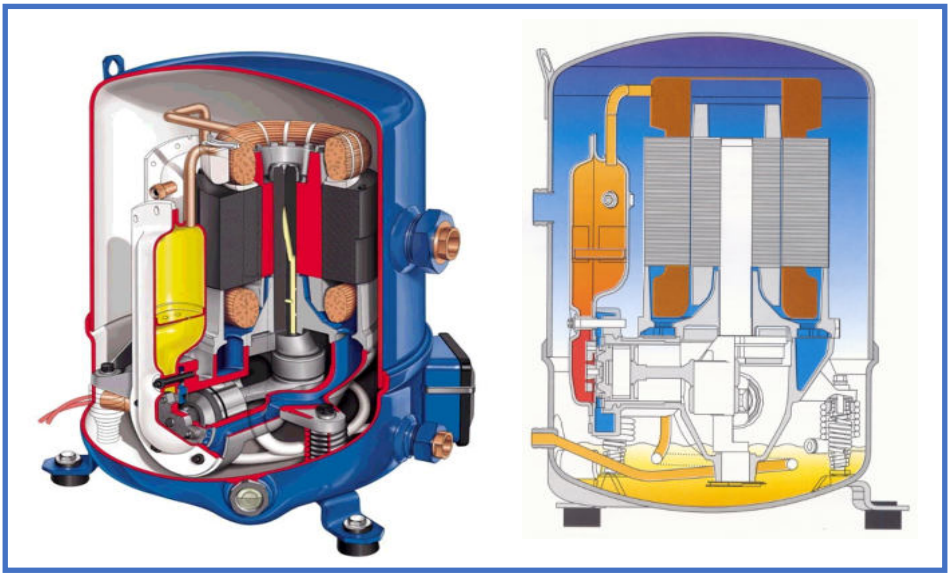
A kompresszió célja a hűtőközeg hőmérsékletének növelése, a kondenzátorban lezajló hőátvitel megvalósítása céljából.

Az eszményi kompresszió izentropikus. A valóságos kompresszió irreverzibilis, veszteséges, ugyanakkor adiabatikus, mivel a kompresszor és a környezet közötti hőcsere elhanyagolható mértékű.

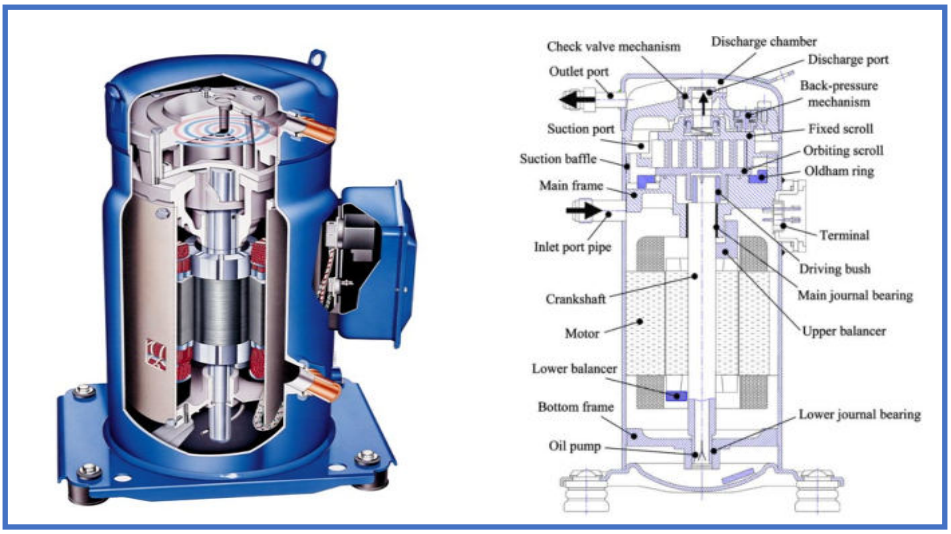
A kompresszió célja a hűtőközeg alacsony hőmérsékleti szintről magasabb hőmérsékleti szintre történő szállítása, mechanikai energia felhasználásával. Energetikai szempontból a mechanikai munka a gőz entalpiájának növelésére használódik el. A hűtőközeg komprimálásakor növekszik a gőz nyomása és ezzel együtt a hőmérséklet is.

A hőszivattyús rendszereknél alkalmazott típusok: dugattyús, Scroll és turbókompresszorok. A hűtőtechnikában a Scroll kompresszorok mind nagyobb teret hódítanak kedvező tulajdonságaiknak (szállítási fokuk és a belső hatásfoknak) köszönhetően.

6.6. ábra. Dugattyús kompresszor metszeti képe [5]



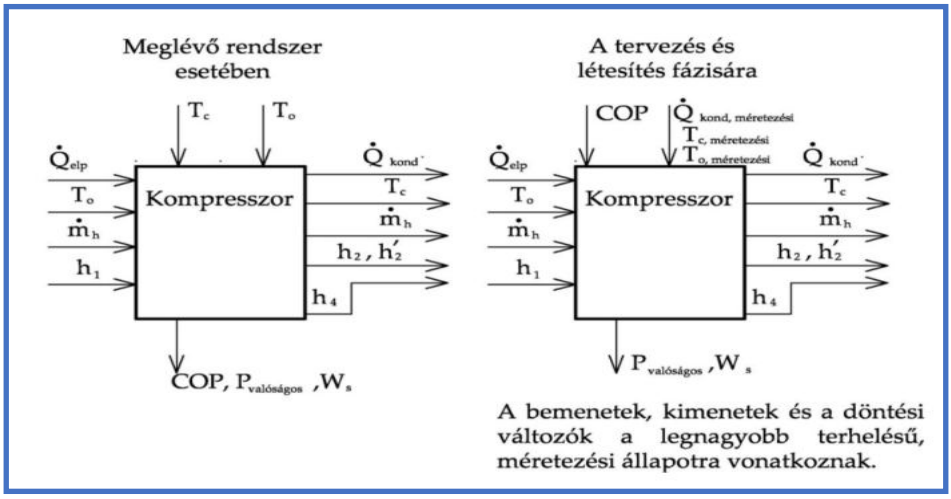
6.7. ábra. Scroll-kompresszor metszeti képe [6]



A kompresszor energetikai bemenet–kimenet fehér doboz modelljét a *6.8 ábra* szemlélteti, amelyen az elpárologtató kilépő paraméterei a kompresszor bemeneti paraméterei. A kompresszor kilépő paraméterei a kondenzációs hőteljesítmény, a kondenzációs hőmérséklet, a kompresszió

véghőmérséklete, kilépő entalpiája és nyomása, és a hőszivattyú villamos teljesítmény felhasználása és COP-értéke. A tervezés és létesítés modellje mindazokat a kimeneteket, bemeneteket tartalmazza, amelyeket az üzemelési modell is. A tervezés és létesítés modelljében a döntéseket a legnagyobb terhelésű állapotra az úgynevezett méretezési állapotra kell meghoznunk. Ezek a döntések alapvetően a berendezés technikai paramétereire és teljesítőképesség adataira vonatkoznak.

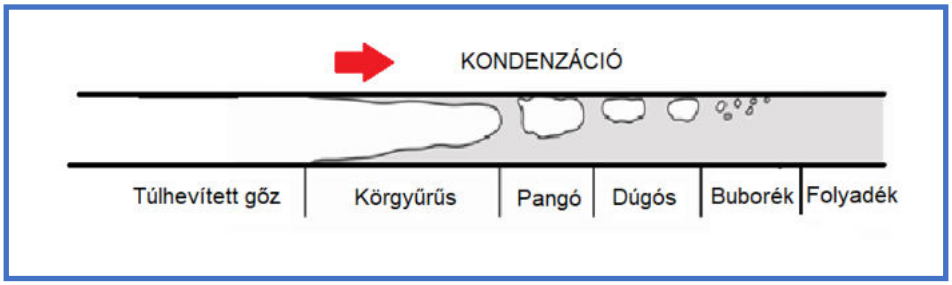
6.8. ábra. A kompresszor bemenet–kimenet fehér doboz modellje [2]



A kondenzátor

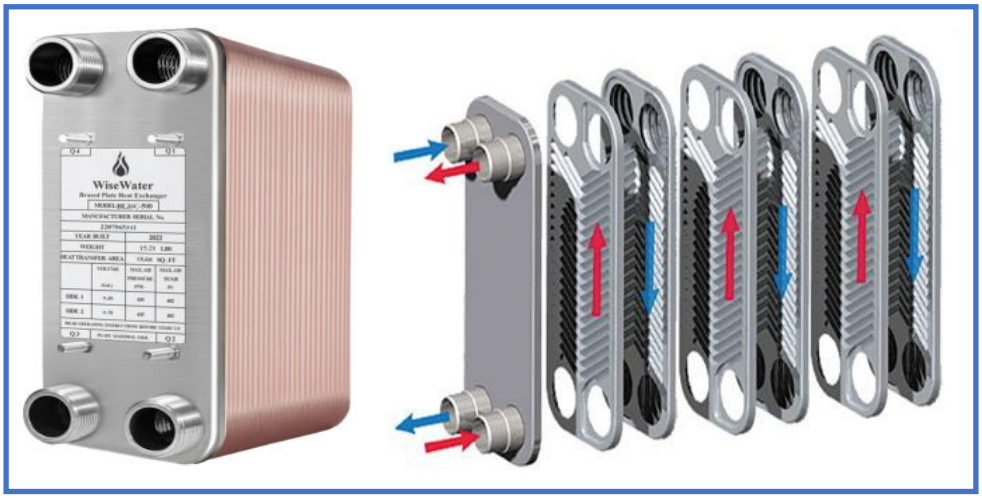
A kondenzátorban történik a hő átadása a hűtőközegből a fűtött közegbe. A kondenzálódó hűtőközeg túlhevített gőz állapotban lép be a kondenzátorba és onnan cseppfolyós állapotban távozik. Kondenzációkor a hűtőközeg a latens hőjét leadja a fűtött közegnek. Maga a kondenzáció elméletileg állandó nyomáson zajló, izotermikus folyamat. A gyakorlatban, az átfolyó kondenzátor esetében, az áramlási veszteségek következtében, az áramlás irányában folytonos nyomásesés lép fel. A nyomásesés miatt a kondenzációs hőmérséklet is csökken.

6.9. ábra. A kondenzációs folyamat áramlási képe nagy tömegáramnál [7]



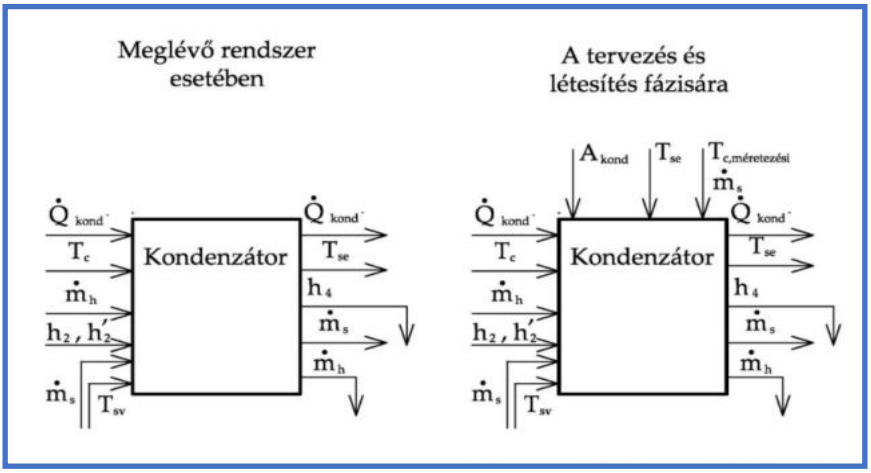
A kondenzátor nem más, mint egy felületi hőcserélő. A felületi hőcserélők szilárd konstrukciók, különböző geometriai alakokban és méretekben. Kialakításukat a hűtött közeg fajtája és alkalmazásuk célja együttesen határozzák meg. Gyakorlatban túlnyomórészt lemezes hőcserélők terjedtek el.

6.10. ábra. Lemezes hőcserélő metszeti képe [8]



A kondenzátor bemenet–kimenet fehér doboz energetikai modelljét a tervezés és létesítés és az üzemeltetés fázisára az *6.11. ábra* mutatja. A kondenzátorba a hűtőközeg túlhevített gőzként érkezik és a hőcsere után telített folyadékként távozik.

6.11. ábra. A kondenzátor bemenet–kimenet fehér doboz modellje [2]



A tervezés és létesítés fázisának modellje főképpen abban különbözik az üzemeltetési modelltől, hogy tartalmazza a kondenzátor hőátadó felületének nagyságát és a szekunder előremenő vízhőmérséklet értékét és a méretezési kondenzációs hőmérséklet értékét a névleges tervezési állapotra.

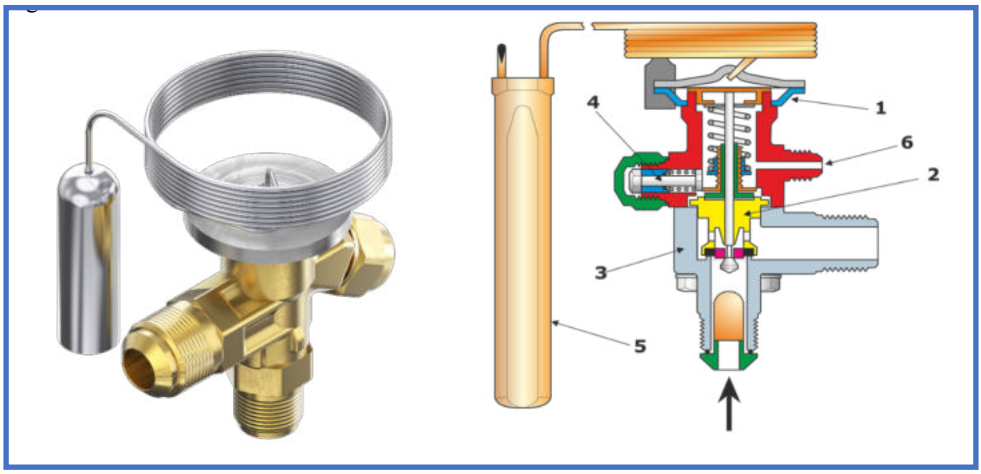
Az adagolószelep

A száraz elpárologtatóban az expanzió–adagolás–fojtás célja beállítani a nyomás-sűrűség szintet, és azon keresztül az elpárolgási hőmérsékletet úgy, hogy maximális legyen a hőátvitel a hűtött közegről a hűtőközegre. Ez akkor valósul meg, ha az elpárologtatóba optimális mennyiségű hűtőközeg áramlik be, ami azt jelenti, hogy a bejutott hűtőközeg elpárolog az elpárologtató teljes hosszán. A gyakorlatban azonban túlhevítést alkalmazunk.

A fojtás nyitott rendszerben bekövetkező adiabatikus, irreverzibilis, izentalpikus nyomáscsökkenés. A technikai munka zérus, a kinetikai energia pedig változatlan marad. Az izentalpikus fojtás megvalósítása nagyon egyszerű, de jelentős hűtőhatás-csökkenéssel jár. A cseppfolyós hűtőközeg fojtáskor részlegesen elgőzölög.

Az izentalpikus fojtás a hőszivattyúban expanziós szeleppel, változtatható keresztmetszetű adagolókkal történik.

6.12. ábra. Termosztatikus adagolószelep és annak metszete [9]

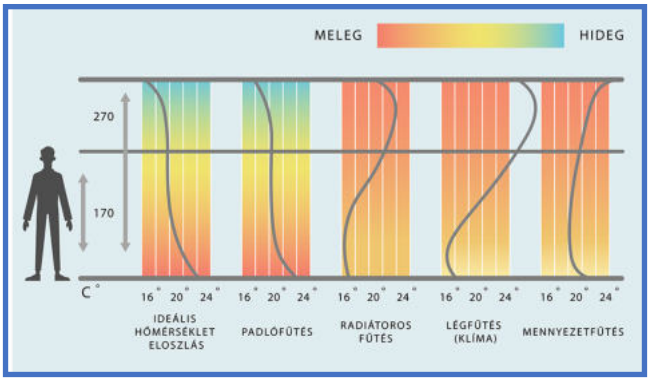


(ahol: 1. membrán, 2. szelepülés, 3. szeleptest, 4. túlhevítés beállítás, 5. érzékelő, 6. külső nyomáskiegyenlítő)

6.2.1. A hőszivattyús rendszer meleg vizet szállító köre, fűtési kör

E körben lévő munkaközeg szállítja a hőt a kondenzátorból a fogyasztóig. A fogyasztó leggyakrabban épület, de bármely technológiai folyamat része is lehet. A kör alkotóelemei: a *kondenzátor*, a *keringető szivattyú*, a *csővezeték* és a *fűtőtestek.* A hőszivattyús rendszer teljesítménytényezője, mint ismeretes a hőszállító közeg hőmérsékletétől és tömegáramától is függ. Törekedni kell arra, hogy a hőszivattyús rendszer által előállítható fűtővíz hőmérséklete minél alacsonyabb legyen. Az alacsony hőmérsékletű fűtések a padló-, fal- és mennyezetfűtések, amelyek nagy hőleadó felületekkel rendelkeznek, és jól illeszkednek a hőszivattyús rendszerekhez, mint ahogy látható az alábbi ábrán.

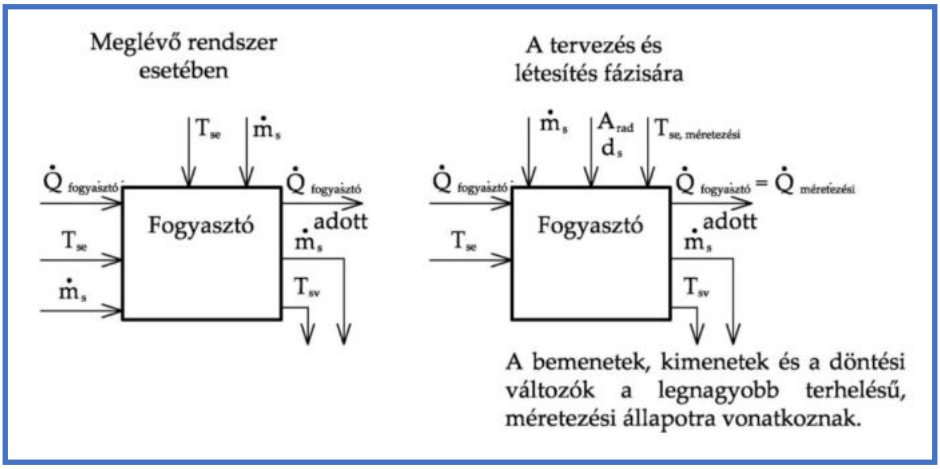
6.13. ábra. Hőeloszlás [9]



A fogyasztói fűtési rendszer bemenet–kimenet fehér doboz modelljét külön a tervezés–létesítés fázisára és külön az üzemeltetésre az *6.14. ábra* mutatja. Meglévő rendszer esetében a bemenetek a fogyasztói hőigény, amely megegyezik a kondenzátor hőteljesítményével ($\dot{Q}_{cond}=\dot{Q}_{fogyasztó}$), az előremenő fűtési vízhőmérséklet (Tse), a szekunder fűtővíz tömegárama ($\dot{m}_{sv}$) és kimenetek a kielégítendő fogyasztói hőigény ($\dot{Q}_{fogyasztó}$), a visszatérő fűtési vízhőmérséklet (Tsv), a szekunder fűtővíz tömegárama ($\dot{m}_{sv}$).

A tervezés és létesítés fázisában a meghatározandó paraméterek a hőleadó felület, a mértékadó keringtetett tömegáram és szekunder előremenő hőmérséklet, továbbá a mértékadó, legnagyobb fogyasztói hőigény. A tervezés–létesítés fázisára a bemenetek és kimenetek a legnagyobb terhelési állapotra vannak figyelembe véve.

6.14. ábra. A fogyasztó bemenet–kimenet fehér doboz modellje [2]



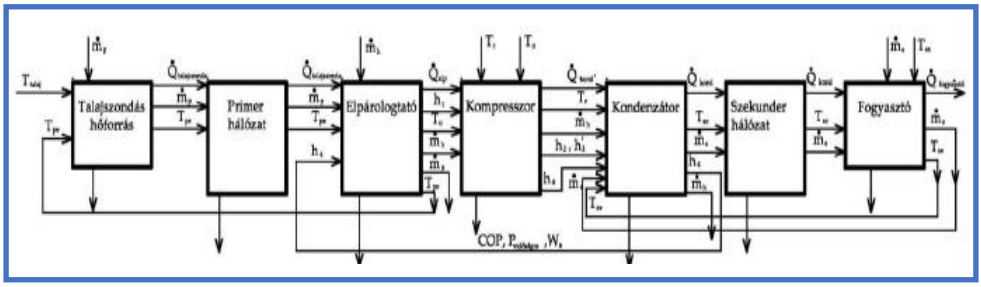
A hőszivattyú által termelt hőt a belső fűtési rendszer (beépített fűtőtestek) közvetítik a helyiségbe. Az előremenő (Tse) és a visszatérő (Tsv) hőmérsékletek, illetve a helyiség hőmérsékletének függvényében változik a belső fűtési rendszer által leadott hő [10].

6.3. A KOMPRESSZOROS HŐSZIVATTYÚ RENDSZERTANI BEMENET–KIMENET MODELLJE

A rendszertani bemenet–kimenet modellek a rendszerelemek egymáshoz kapcsolódásának topológiáját, tehát a rendszerelemek egymáshoz kapcsolódásának gráffal jellemzett geometriáját, továbbá a rendszerelemeken áthaladó energia- és anyag- valamint a jeláramokat írják le. Ezek az áramok a rendszerelemekben bemenetként és kimenetként jellemezhetők.

Egy-egy rendszerelem (kimenetei) más rendszerelemek bemeneteként értelmezhetők. A rendszertani modellezés során a teljes hőszivattyús rendszert elemeire bontottuk, megadtuk az elemek bemeneti és kimeneti változóit, és a döntési változóit. A hőszivattyús rendszer komponenseinek be- és kimenő jellemzői között differenciál- és algebrai egyenletek teremtenek kapcsolatot. A kompresszoros hőszivattyú bemenet–kimenet modelljét, a döntési változókat mind a tervezés mind az üzemeltetés fázisára részletesen elemzi Méhes Szabolcs értekezésében [12].

6.15. ábra. A meglévő talajszondás hőszivattyús rendszer energetikai bemenet–kimenet fehér doboz modellje



Felhasznált irodalom

[1] Santa, R.–Nyers, J. (2011): Decision making theory of input and output model of heat pump system 9th IEEE International Symposium on Intelligent Systems and Informatics: SISY 2011. Budapest: IEEE Hungary Section, pp. 237–239.

[2] Garbai László (2017): *Épületgépészéti rendszertechnika.* Budapest: Akadémiai.

[3] Környei Tamás (1999): *Hőátvitel.* Budapest: Műegyetemi Kiadó.

[4] Sánta, Róbert–Bošnjaković, Mladen–Čikić, Ante (2022): Experimental and Numerical Tes-ting of Heat Pump Evaporator. *Applied Sciences-Basel,* 12: 23, Paper: 11973. p. 18.

[5] Maneurop NTZ Hermetic Compressors, https://www.hvacrcompressor.com/danfoss-ma-neurop-reciprocating-compressor

[6] Danfoss Scroll Compressor, https://www.danfoss.com/en/products/dcs/compressors/compressors-for-refrigeration/refrigeration-Scroll-compressors/

[7] Garbai, László–Sánta, Róbert (2012): Flow Pattern Map for In Tube Evaporation and Condensation, EXPRES 2012: 4th IEEE International Symposium on Exploitation of Rene-wable Energy Sources: Proceedings, Subotica Technical College of Applied Sciences, pp. 125–130.

[8] Sweep hőcserélő. https://www.heat-exchanger.eu/range/refrigeration/

[9] Danfoss, Termosztatikus expanziós szelep. https://www.icestar.hu/danfoss-adagolo--szelep-r134-termosztatikus-expanzios-szelep-te-2-hollanderes

[10] https://baudocu.hu/hirek_news/klimafodemklimafodem/

[11] Garbai L.–Barna L.–Vigh G. (2002): Egyedi gázkazánnal fűtött tér instacioner viszonyainak vizsgálata. *Magyar Épületgépészet,* 51.,

[12] Méhes Szabolcs (2011): *Kompresszoros hőszivattyúk optimalizálása épületgépész feladatokra.* Doktori értekezés. Budapest: BME.

7. A hőszivattyú rendszerelemeinek matematikai modellje

A hőszivattyúk tulajdonképpen a hűtőgép elvén működnek, míg a hűtőgép a hűtendő tárgyból vagy objektumból hőt von el, és az elvont hőt a környezetnek adja át, a hőszivattyú a környezetéből hőt von el és ezt magasabb hőmérsékleti szinten a fűtött objektumnak adja át. A hőszivattyús rendszereket az energetikában általában fűtésre vagy használati melegvíz előállításra használják. Az utóbbi időben megfordított üzemmódban klímagépként az épületek hűtésére is alkalmazzák.

A hőszivattyúkat általában elektromos energia meghajtású kompresszorokkal működtetik, amelyből adódik, hogy a piacon elterjedt hőszivattyúk többségének üzemeltetéséhez elektromos energia szükséges, amelyet az elektromos hálózatból nyerünk. Az elektromos hajtású hőszivattyúk mellett a gázmotoros és abszorpciós hőszivattyúk terjedtek el.

A hőszivattyú fizikai modelljét négy fő alkotóelem képezi: az elpárologtató, a kompresszor, a kondenzátor és az adagolószelep. Az elpárologtatón keresztül kapcsolódik be a modellbe a hidegvíz-kör, azaz a hűtött kör, amely az alacsony hőmérsékletű hőforrás. A kondenzátoron keresztül pedig a melegvíz-kör, azaz a fűtési kör, a fűtési rendszer. Vizsgálatainkban azokkal a hőszivattyús rendszerekkel foglalkoztunk, amelyeknél az elpárologtató és a kondenzátor csőköteges hőcserélőket tartalmaznak. Ezeket elsősorban talajvizes és kútvizes rendszereknél alkalmazzák, tekintettel arra, hogy ezek a hőcserélő típusok a szennyeződésekre kevésbé érzékenyek. Nyílt rendszerek esetében ezek alkalmazása ajánlott. Zárt rendszerek esetében a lemezes hőcserélők alkalmazása már meghaladja a csőköteges hőcserélők részarányát.

7.1. Az elpárologtató

A hőszivattyú szerkezeti felépítésében és működésében jelentős szerepe van az elpárologtatónak, mivel az nagymértékben kihat a berendezés energetikai hatásfokára. Az elpárologtató szerkezete meghatározza az áramlás jellegét mind a hűtőközeg mint a hűtött közeg oldalon. Az áramlás jellege pedig a közegek nyomásesését és a hőátadás intenzitását befolyásolja. Az elpárologtató szerkezeti kialakításának és méreteinek kérdésére csak a matematikai modell tud választ adni. A matematikai modell eszközként szolgál a hőszivattyús fűtőrendszer elpárologtatójának *stacioner* és *instacioner* működésének szimulálására. A stacioner matematikai modell csak az időtől független térbeli változásokat veszi figyelembe, míg a dinamikai matematikai

modell sokkal bonyolultabb, mivel a változást nem csak térben, hanem időben is követi. Ebben a fejezetben a hőszivattyú rendszerelemét, az elpárologtató matematikai modelljét koncentrált paraméterű és állandósult üzemmódra optimalizáltuk. Az energetikai hatékonyság vizsgálata elsősorban állandósult üzemmód esetében érdekes. A nem állandósult üzemmód az üzemeltetés időtartamának elenyésző részét teszi ki.

Modellalkotásunk során számos közelítést alkalmaztuk [1]:
– a termodinamikai jellemzők koncentrált paraméterűek,
– állandósult üzemmód,
– az áramlási veszteségeket elhanyagoltuk.

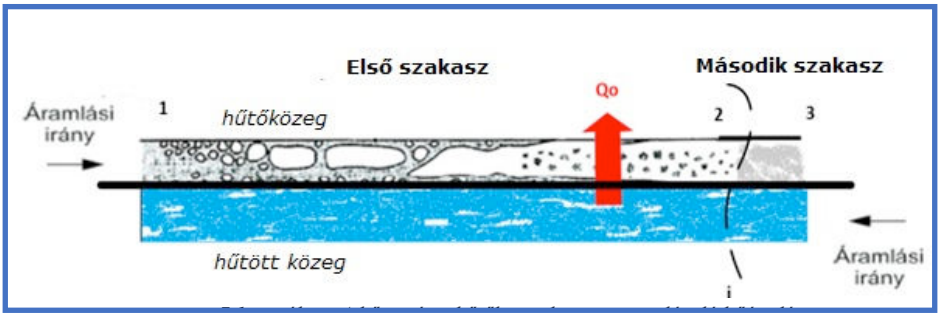
Az elpárologtató modelljét alkotó mérlegegyenleteket az energiamérleg alapján írtuk fel. Az elpárologtató köpenyterében fázisváltozás nélküli hőátadás játszódik le a hűtött (hőleadó) közeg részéről, míg a másik oldalán pedig a hűtőközeg hőfelvétele, csövekben áramló hűtőközeg fázisvált, elpárolog, majd pedig túlhevül. Ahogy a fizikai modellben, ugyanúgy a matematikai modellalkotásban is a hűtőközeg szempontjából két szakaszt különbözettünk meg. Az első szakasz az elpárolgási szakasz, míg a második pedig a túlhevített szakasz. A két szakasz matematikailag egy belső peremen kapcsolódik egymáshoz.

Az elpárologtató mérlegegyenletei

A hőmérleg veszteségmentes esetre:

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_{hv} = \dot{Q}_r \tag{7.1}$$

7.1. ábra. A hűtött és a hűtőközeg között megvalósuló hőátadás



Első szakasz, 1–2 pontok között *(7.1. ábra)*:

A hűtőközeg által felvett hőmennyiség – elpárolgási szakasz:

$$\dot{Q}_{I,r} = \dot{m}_r \cdot (h_{r,2} - h_{r,1}) \tag{7.2}$$

Az elpárologtatón átszármaztatott hőmennyiség:

$$\dot{Q}_I = U_I \cdot A_I \cdot \Delta T_{lm,I}. \tag{7.3}$$

A hűtött közeg által leadott hőmennyiség:

$$\dot{Q}_{I,v} = \dot{m}_v \cdot c_{p_v} \cdot (T_{v,i} - T_{v,ki}) \tag{7.4}$$

Második szakasz, 2–3 pontok között *(7.1. ábra)*:

A túlhevített, gőzfázisú hűtőközeg által felvett hőmennyiség – túlhevített szakasz:

$$\dot{Q}_{II,r} = \dot{m}_r \cdot c_{p_r} \cdot (T_{r,3} - T_{r,2}) \tag{7.5}$$

Az elpárologtatón átszármaztatott hőmennyiség:

$$\dot{Q}_{II} = U_{II} \cdot A_{II} \cdot \Delta T_{lm,II} \tag{7.6}$$

A hűtött közeg által leadott hőmennyiség:

$$\dot{Q}_{II,v} = \dot{m}_v \cdot c_{p_v} \cdot (T_{v,be} - T_{v,i}) \tag{7.7}$$

ahol a a hűtött közeg hőmérséklete a belső peremen.

Az elpárologtató teljes felületét tekintve 1–3 pontok között *(7.1. ábra)*:

A hűtött közeg által leadott hőmennyiség az elpárologtató teljes felületén

$$\dot{Q}_o = \dot{Q}_{hv} = \dot{Q}_{I,v} + \dot{Q}_{II,v} \tag{7.8}$$

A hűtőközeg által leadott hőmennyiség az elpárologtató teljes felületén

$$\dot{Q}_o = \dot{Q}_r = \dot{Q}_{I,r} + \dot{Q}_{II,r} \tag{7.9}$$

Az elpárolgató teljes felülete: $\mathrm{A}_o = \mathrm{A}_I + \mathrm{A}_{II}$ (7.10)

Az elpárologtató segédegyenletei

Az elpárologtató segédegyenleteit a hőátadási és a nyomásveszteség meghatározására szolgáló egyenletek képezik

Első szakasz, 1–2 pontok között (7.2. ábra):

Logaritmikus közepes hőmérséklet-különbség:

$$\Delta T_{lm,I} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} = \frac{(T_{hv,i} - T_{r,2}) - (T_{hv,ki} - T_{r,1})}{ln\frac{(T_{hv,,i} - T_{r,2})}{(T_{hv,ki} - T_{r,1})}} \tag{7.11}$$

Hőátbocsátási tényező:

$$U_I = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_v} + \frac{d_i}{2\cdot\lambda}\cdot ln\frac{d_o}{d_i} + \frac{d_i}{d_o\cdot\alpha_{eva}}} \tag{7.12}$$

Második szakasz, 2–3 pontok között (7.2. ábra):

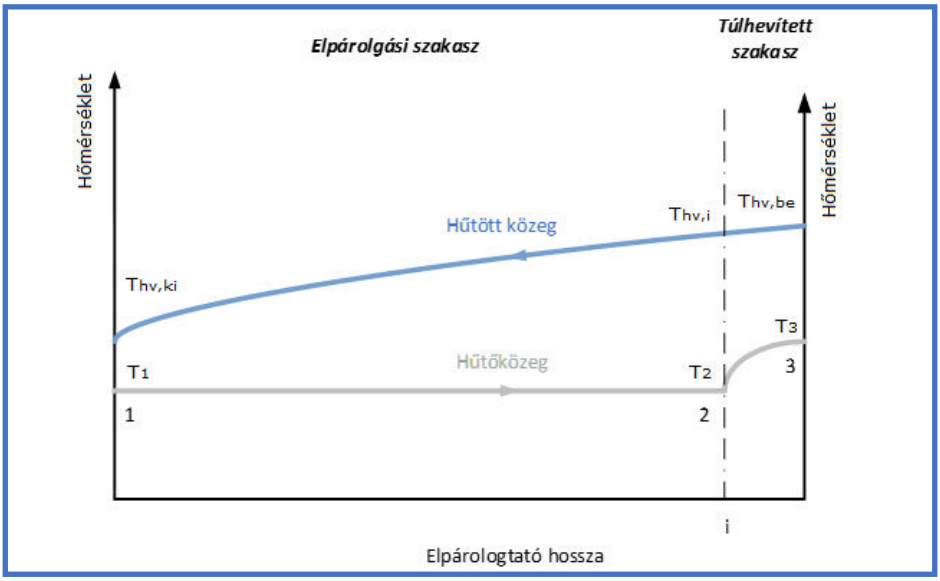
Logaritmikus közepes hőmérséklet-különbség:

$$\Delta T_{lm,II} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} = \frac{(T_{hv,be} - T_{r,3}) - (T_{hv,i} - T_{r,2})}{ln\frac{(T_{hv,be} - T_{r,3})}{(T_{hv,i} - T_{r,2})}} \tag{7.13}$$

Hőátbocsátási tényező:

$$U_{II} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_v} + \frac{d_i}{2\cdot\lambda} ln\frac{d_o}{d_i} + \frac{d_i}{d_o\cdot\alpha_v}} \tag{7.14}$$

7.2. ábra. A közegek hőmérsékleteloszlása



Első szakasz, 1–2 pontok között (7.2. ábra):

A csőben áramló kétfázisú hűtőközeg hőátadási tényezőjének meghatározására szolgáló egyenletek a *7.1.1. fejezetben* találhatók, azonban ezek az egyenletek a gőztartalom függvényében változnak. Mivel az elpárologtató matematikai modellje koncentrált paraméterű, a hőátbocsátási egyenletben szereplő hőátadási tényezők is állandóak. Ezért a hőátadási tényező egyenleteiből nyert értékek átlagával számolhatunk, vagy pedig olyan számítóképleteket használunk amelyek függetlenek az x, azaz a gőztartalom értékétől.

Második szakasz, 2–3 pontok között (7.2. ábra):

A csőben áramló gőzfázisú hűtőközeg hőátadási tényezőjének meghatározására szolgáló egyenletek a *7.1.1. fejezetben* kerülnek bemutatásra, míg az elpárologtató köpenyterében áramló hűtött közeg hőátadási tényezőjének meghatározására szolgáló képleteket pedig a *7.1.2. fejezetben* találhatók. A bemutatott modellekre jellemző, hogy figyelembe veszik a hőcserélők körszegmens terelőlemezei körüli kialakult bonyolult áramlást. Segédfüggvények segítségével figyelembe veszik a köpenytérben áramló (főáram) közeg többszöri irányváltoztatását, továbbá a közeg egy részének a csövek és a köpeny melletti réseken (résáram) történő áramlásából származó hőátadást, valamint a közeg egy részének a kötegen való keresztül áramlásából (elkerülő, bypass-áram) származó hőátadást. Ezek a szakirodalomban igen elterjedt modellek, jellemzőjük a nagy pontosság és az összetettség.

7.1.1. Az egy- és kétfázisú hűtőközegek hőátadási tényezőjét meghatározó modellek ismertetése

A hőszivattyú szerkezeti felépítésében és működésében jelentős szerepe van az elpárologtatónak, mivel nagy mértékben kihat a berendezés energetikai hatásfokára. Az elpárologtatott hűtőközeg mennyisége elsődlegesen függ, magától az elpárologtató geometriai kialakításától és annak környezetétől azaz peremfeltételeitől.

Az elpárologtatóban lejátszódó hőátvitelt legjobban befolyásolják a hőátadási tényezők a víz és a csőfal, valamint a csőfal és a hűtőközeg között. A horizontális csőben lejátszodó elpárolgási folyamat két fő szakaszból tevődik össze: elpárolgási szakasz – *kétfázisú áramlás*, és a túlhevítési szakasz – *egyfázisú áramlás*.

Egyfázisú hűtőközeg hőátadási tényezője

A fejezetben csak azokkal a hőátadási tényező számítására szolgáló képletek lettek bemutatva amelyek a simafalú egyenes csőben történő hőátadást írják le. A csőtérben kialakuló hőátadási viszonyokat a folyamatra jellemző Reynolds-szám és Prandtl-szám határozza meg. A vonatkozó szakirodalom megkülönböztet lamináris, átmeneti és turbulens eseteket.

A közeg hőátadási tényezőjét a Nusselt-számból a következőképpen számítható:

$$\alpha = \left(Nu \cdot \frac{\lambda}{d}\right) \tag{7.15}$$

ahol a kényszerített áramlás esetén:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \tag{7.16}$$

$$Re = \frac{w \cdot d}{\upsilon} \text{ és } Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda} \tag{7.17}$$

A *7.18 egyenletben* a Pr, Prandtl-szám kitevője n=0,4 fűtésnél és n=0,3 hűtésnél, tehát a korreláció eltér, ha az elpárologtatóban és a kondenzátorban használják.

7.1. táblázat. Egyfázisú hőátadási tényező képletei

Szerző	Nusselt szám	Érvényeség	
Dittus és Boelter [2]	$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^n$	$Re > 10000$	(7.18)
Gnielinski [3]	$Nu = \dfrac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12{,}7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{0{,}5} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)}$	$3 \cdot 10^3 < Re < 5 \cdot 10^6$	(7.19)
Wang and Peng [4]	$Nu = 0.00805 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3}$	$Re > 1500$	(7.20)
Choi [5]	$Nu = 0.000972 \cdot Re^{1.17} \cdot Pr^{1/3}$	$Re < 2000$	(7.21)
Wu és Little [6]	$Nu = 0.00222 \cdot Re^{0{,}4} \cdot Pr^{1{,}08}$	$Re > 3000$	(7.22)

A bemutatott képletekkel számított hőátadási tényezők pontossága. [7]

A nagy hővezetési tényezőjű és Prandtl-számmal, valamint kis kinematikai viszkozitással rendelkező folyadékfázisú hűtőközeg jelentős hőátadást eredményez. Továbbá a hűtőközeg sebességnövelése szintén a hőátadási tényező növekedését eredményezi a Reynolds-számon keresztül. Előnyös turbulens áramlást biztosítani a csővezetékben, mivel a turbulens hőtranszport megjelenése a hőátadási tényező növekedését eredményezi az áramlási veszteség növekedése árán. Általában minél nagyobb méretű örvényeket tudunk létrehozni a folyadékfázisú hűtőközegben, annál erőteljesebb lesz a hőátadási tényező növekedése.

Kétfázisú hűtőközeg hőátadási tényezője

Az elpárologtató elpárolgási szakaszában a csőben áramló hűtőközegben a folyadék és gőz aránya folyamatosan változik. Következményként a cső keresztmetszetében az áramló fázisok sebessége különböző. A fázisok sebessége nem csak a keresztmetszetben, hanem a csőhossz függvényében is változik. Az áramlási sebesség függvényében változik a hőátadási tényező is. Természetesen az elpárolgási folyamat következményeként az áramlási kép is folyamatosan változik. Ezzel a nagyon fontos témakörrel világszerte számos kutató foglalkozott és foglalkozik, ezáltal nagyon sok különféle matematikai leírás, modell született.

A hőátadási tényező meghatározására szolgáló korai egyenletek figyelmen kívül hagyták a gőztartalom változását, kizárólag csak a Re-szám függvényében lettek meghatározva. Későbbiekben már szinte minden hőátadási modellek a Re-, a Pr-szám és a gőztartalom változását is figyelembe vették, valamint a hűtőközeg termodinamikai jellemzőit is [8]. Az utóbbi esztendőkben a szakirodalomban szinte csak olyan hőátadási modellek jelentek meg, amelyek az említett dimenzió nélküli jellemzők mellett figyelembe vették az áramlás jellegét és a hűtőközeg térfogati hányad változását is.

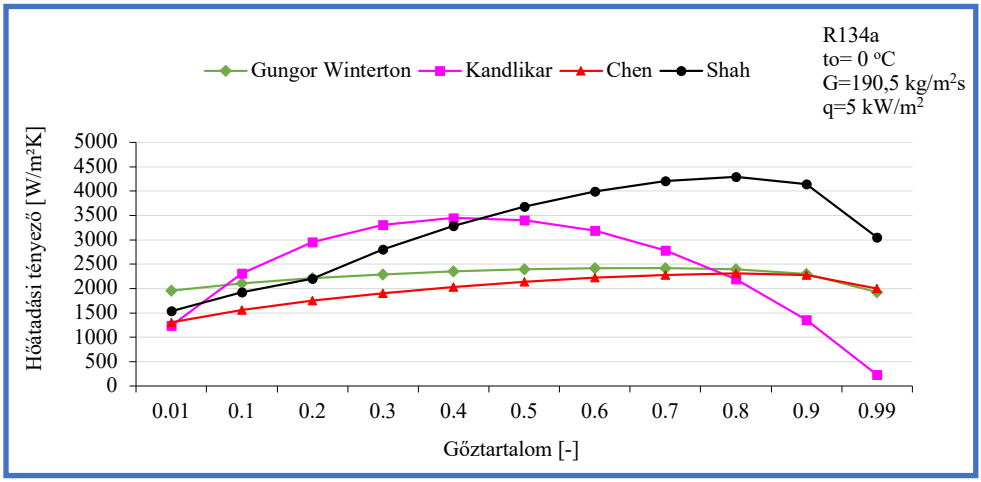
7.2. táblázat. A kétfázisú elpárolgási hőátadási modellek

Szerző	Érvényességi tartomány	Egyenletek	
Chen [9]	$Re_l > 5000$	$\alpha_{kf} = F \cdot \alpha_f + S \cdot \alpha_{nb}$	(23)
	$Re_v > 20000$	$F = 0.042 \cdot (\Phi) + 0.958$	(24)
	G= 63.5-440 kg/m²s q" = 2-80 W/m² Tsat = 97 °C; x = 0.01-0.99	$\Phi = 1 + \frac{C}{X_{tt}} + \frac{1}{{X_{tt}}^2}$	(25)
		$X_{tt} = \left(\frac{\mu_f}{\mu_g}\right)^{\frac{1}{8}} \cdot \left(\frac{1-x}{x}\right)^{\frac{7}{8}} \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_f}\right)^{\frac{1}{2}}$	(26)
		$\alpha_l = 0.023 \cdot \frac{\lambda_l}{d} \cdot Re_l^{0.8} \cdot Pr^{0.43}$	(27)
		$\alpha_{nb} = 0{,}00122 \cdot [\frac{\lambda f^{0,79} \cdot {c_{p_f}}^{0.45} \cdot {\rho_f}^{0.49}}{\sigma^{0.5} \cdot {\mu_f}^{0.29} \cdot {i_{lat}}^{0.24} \cdot {\rho_g}^{0.24}}] \cdot {\Delta T_{sat}}^{0.24} \cdot {\Delta p_{sat}}^{0.75}$	(28)
		$S = 469.1689 \cdot (\Phi)^{-0.2093} \cdot Bo^{0.7402}$	(29)
		$B_o = \frac{\dot{q}}{\dot{m} \cdot i_{lat}},\ Re_e = \frac{D_i \cdot G_e}{\mu_l}$	(30)

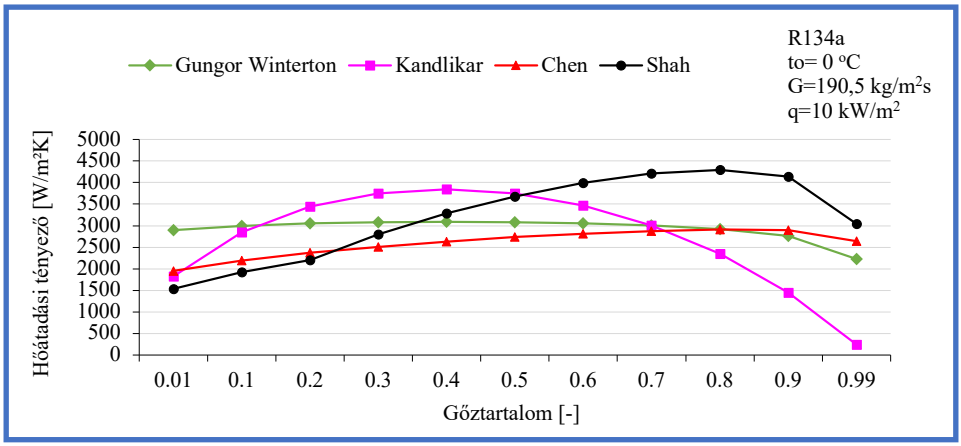
Gungor Winterton [10]	0.03⟨x⟨0.98 víz, R11, R12, R22, R113, R114, és R718 hűtőközegek Dh = 2.95-32.0 mm G = 67-61518 kg/m²s q" = 0.11–228 kW/m² x = 0.0-1.0	$\alpha_{kf} = E \cdot \alpha_f + S \cdot \alpha_{nb} \left[\frac{W}{m^2 K}\right]$ $E = 1 + 2.4 \cdot 10^4 \cdot Bo^{1.16} + 1.37 \cdot \left(\frac{1}{X_{tt}}\right)^{0.86}$ $\alpha_l = 0.023 \cdot \frac{\lambda_l}{d} \cdot Re_l^{0.8} \cdot Pr^{0.43}$ $\alpha_{nb} = 55 \cdot p_r^{0.12-0.4343\,ln\,Rp} \cdot (-ln\,p_r)^{-0.55} \cdot M^{-0.5} \cdot q^{0.67}$ $S = \left(1 + 1.15 \cdot 10^{-6} \cdot E^2 \cdot Re_f^{1,17}\right)^{-1}$	(31) (32) (33) (34) (35)
Kandlikar [11]	Dh=4.6–32.0 mm, G=13–8179 kg/m²s x=0.001–0.987	$\alpha_{kf} = \alpha_f \cdot \left(C_1 \cdot (Co)^{C_2} \cdot (25 \cdot Fr_f)^{C_5} + C_3 \cdot (Bo)^{C_4} \cdot Fn\right)$ $Co = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.8} \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_f}\right)^{0.5}$ $Fn = 1{,}5$ *ha a hűtőközeg típusa R134a*	(36) (37)
Shah [12]	R11, R12, R22, R113, és cyclohexane	$\alpha_{kf} = \alpha_f \cdot \Psi$ $\alpha_f = 0.023 \cdot Re_l^{0.8} \cdot Pr_l^{0.4} \cdot \frac{\lambda_l}{d}$ $\Psi = \frac{1.8}{N^{0.8}}$	(38) (39) (40)

Munkánk során egy példa keretében vizsgáltuk az ellenáramú hőcserélő csöveiben áramló hűtőközeg hőátadási tényezőjének változását különböző szerzők hőátadási modellje szerint [13]:

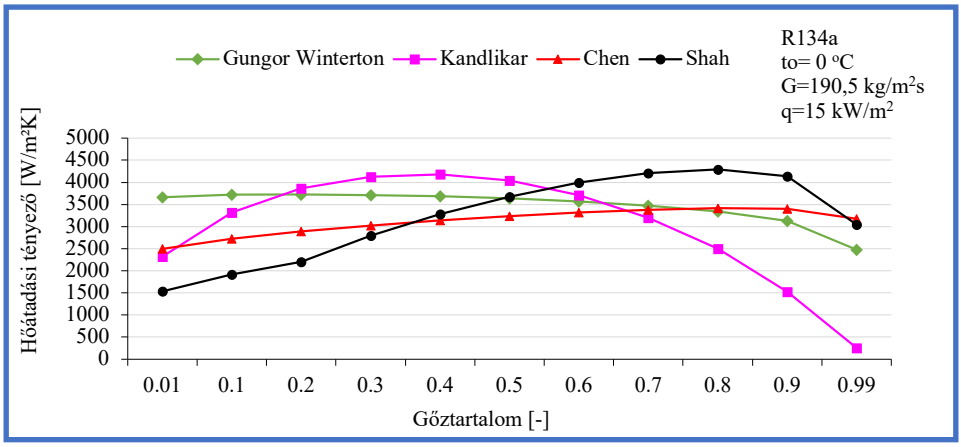
7.3. ábra. A hőátadási tényező értékének változása a gőztartalom függvényében, 5 kW/m² hőáram esetében



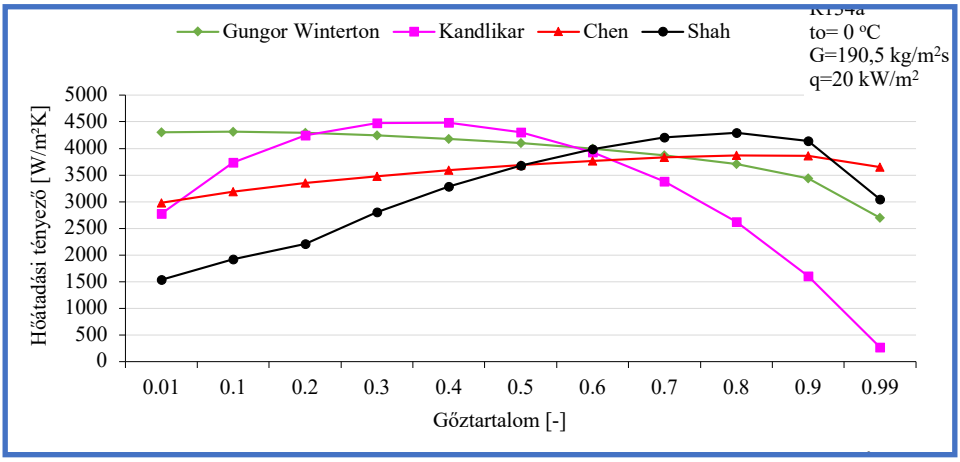
7.4. ábra. A hőátadási tényező értékének változása a gőztartalom függvényében, 10 kW/m² esetén



7.5. ábra. A hőátadási tényező értékének változása a gőztartalom függvényében, 15 kW/m² esetén



7.6. ábra. A hőátadási tényező értékének változása a gőztartalom függvényében, 20 kW/m² esetén



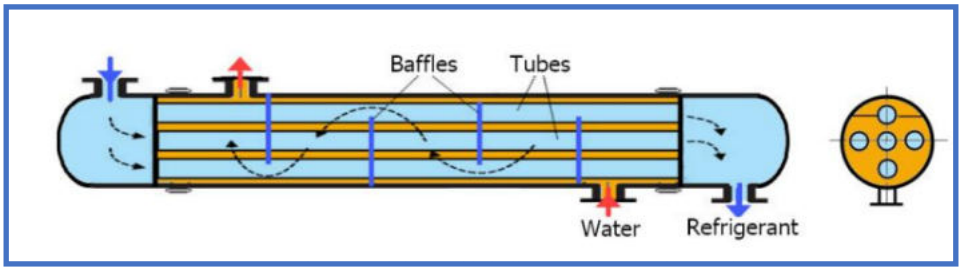
A *7.3.–7.6. ábrák*ból látható a modellekből nyert hőátadási tényező értékeinek nagymértékű eltérései. A hőcserélő csöveiben elpárolgó hűtőközeg áramlása során a hőátadási folyamatok, a hőátadási tényezők változásának leírása a gőztartalom függvényében meglehetősen bizonytalan. Ugyanakkor ezeknek a tényezőknek a befolyása a megoldás pontosságára igen nagy. A bemutatott hőátadási modellek egyszerűen kezelhetőek viszont igen nagy hátrányuk, hogy figyelmen kívül hagyják az áramlási képet, és az új típusú közegek hőátadására már kevésbé alkalmasak, pontatlanokká válnak.

A hőátadás meghatározására szolgáló modellek közül azt választjuk, amelynek az érvényességi tartománya azonos, vagy közel hasonló, az általunk vizsgát cső a geometriájához, a hűtőközeg-típushoz és az áramlási és működési feltételekhez.

7.1.2. A köpenytéri hűtött közegek hőátadási tényezőjét meg határozó modellek ismertetése

A gyakorlatban elterjedten alkalmazott csőköteges, köpenyes hőcserélők hossz- és keresztmetszete a *7.7. ábrán* látható. A hűtőközeg a csövekben, a hőleadó közeg (víz) a csövek között a köpeny által határolt térben áramlik. A hőátadás javítására terelőlemezeket alkalmaznak, ezáltal a köpenytérben a csövekkel közelítőleg párhuzamos, és rájuk közelítőleg merőleges áramlási irányok váltogatják egymást. A terelőlemeznek két fajtáját használják, a szegmenslemezt és a tárcsa- és gyűrűlemezt.

7.7. ábra. Terelőlemezekkel ellátott csőköteges hőcserélő [1]



A csőköteges hőcserélőben a hűtött közeg (víz) és a csőfal közötti hőátadási tényező meghatározására szolgáló számító képlet általános alakja a következő [7]:

$$Nu = C \cdot Re^{0.6} \cdot Pr^{0.33} \cdot \Phi, \tag{7.41}$$

ahol

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D}{\lambda} \quad \text{Nusselt-szám,} \tag{7.42}$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda} \quad \text{Prandtl-szám,} \tag{7.43}$$

$$Re = \frac{w \cdot D_e}{\nu} \quad \text{Reynolds-szám,} \tag{7.44}$$

az anyagjellemzők hőmérséklettől való függését figyelembe vevő korrekciós tényező.

$$\Phi = \left(\frac{\mu}{\mu_f}\right)^{0.14} \tag{7.45}$$

A C-együttható a készülék kialakításától függ. A dimenziótlan számok és a C-együttható meghatározásához a geometriai jellemzők számítása a következőképpen történik:

Az egyenértékű átmérő:

$$D_e = \frac{4 \cdot F}{U} = \frac{\left({D_k}^2 - z \cdot D^2\right)}{\left(D_k + z \cdot D\right)}. \tag{7.46}$$

A köpeny szabad keresztmetszete:

$$A = \left({D_k}^2 - z \cdot D^2\right) \cdot \frac{\pi}{4}. \tag{7.47}$$

A szabad keresztmetszet kerülete:

$$U = (D_k + z \cdot D) \cdot \pi. \tag{7.48}$$

Csőköteges hőcserélő – terelőlemezek nélkül

A köpenyben az áramlás alapvetően a csőköteg tengelyének irányába mutat, ezért az A mértékadó keresztmetszet a köpenytér szabad keresztmetszete:

a C-együttható:

$$C = 1.16 \cdot D_e^{0.6}, \quad \text{ha} \tag{7.49}$$

$$2 \cdot 10^2 < Re < 2 \cdot 10^4, \tag{7.50}$$

$$0.012\ m \leq D_e \leq 0.05\ m, \tag{7.51}$$

$$0.5 \leq Pr \leq 500. \tag{7.52}$$

Csőköteges hőcserélő – terelőlemezekkel

Köpenytéri áramlás esetén a számítási eljárások eltérőek lehetnek a köpenytérben alkalmazott terelőlemezek kialakításától függően. A terelőlemezzel ellátott köpenyterek esetében 1963-ban publikált Delaware-féle eljárás az elterjedt [14], melyet számos kutató módosított, illetve egyszerűsített [15]

Szegmens alakú terelőlemezek

Az A mértékadó keresztmetszet a csőköteg tengelyével azonos irányú áramlás számára rendelkezésre álló Ah-keresztmetszet és a csőkötegre merőleges áramlás számára rendelkezésre álló Ak-keresztmetszet mértani középarányos:

$$A = \sqrt{A_h \cdot A_k}, \tag{7.53}$$

$$A_h = \frac{[D_k \cdot (b - s) + 2 \cdot s \cdot h - z \cdot D^2 \cdot \pi]}{4}, \tag{7.54}$$

ahol a z a terelőlemez ablakán keresztülhaladó csövek száma.

$$A_k = S \cdot \sum e, \tag{7.55}$$

ahol $\sum e_i$ a csövek közötti rések, valamint a szélső csövek és a köpeny közötti résekből képezett összeg.

$C = 0.23,$ ha a köpeny belső palástfelülete nem megmunkált.

$C = 0.25,$ ha a palást megmunkált.

A fentiek akkor érvényesek, ha

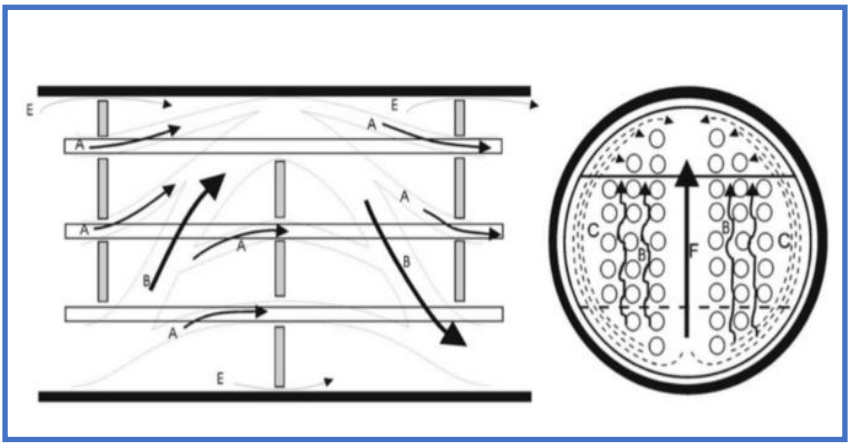
$$3 < Re < 2 \cdot 10^4, \tag{7.56}$$

$$0.025\ m \leq D_e \leq 0.5\ m, \tag{7.57}$$

$$0.5 \leq Pr \leq 500. \tag{7.58}$$

A hőszivattyús rendszerekre a köpenytéri hőátadást a hűtött víz és a csőköteges hőcserélő csövei között többek között Kern [16], Bell–Delaware [17], Taborek [18] vizsgálták. Segédfüggvények segítségével figyelembe vesz öt különböző állapotot, amelyek:

7.8. ábra. Terelőlemez-kialakítás



Jelmagyarázat:
A. Csövek melletti szivárgás.
B. Keresztáramlás.
C. Keresztáramlás bypass.
E. Terelőlemez alatti szivárgás.
F. Csőjáratok közötti bypass.

A szakirodalomban igen elterjedt modelleket a *7.3. táblázat*ban mutatjuk be, jellemzőjük a nagy pontosság és az összetettség. A Kern-modell [16] az egyik legelfogadottabb modell, elsősorban az egyszerűsége miatt. Hátránya, hogy kevésbé pontos.

7.3. táblázat. A köpenytérben áramló víz és a csövek közötti hőátadási tényező számítási képletei [19]

Szerzők	Képletek a köpenytéri hőátadási tényezők számítására	
	$\alpha_{viz} = (J_c \cdot J_L \cdot J_B \cdot J_R \cdot J_S \cdot J_\mu) \cdot \alpha_{id.}$	(7.59)
	Ideális csőkötegre vonatkozó hőátadási tényező:	
Taborek [18]	$\alpha_{id.} = j_i \cdot c_p \cdot m \cdot Pr^{-2/3}$,	(7.60)
	A koefficiensek a korábban említett esetek (A, B, C, D) módosító tényezői:	
	$J_c = 0.55 + 0.72 \cdot F_c$,	(7.61)
	$J_B = exp\left(-C_{bh} \cdot F_{sbp} \cdot \left(1 - \sqrt[3]{2 \cdot r_{ss}}\right)\right)$,	(7.62)
	$J_\mu = \left(\frac{\mu}{\mu_{cs}}\right)^m$,	(7.63)
	$J_R = \left(\frac{10}{N_c}\right)^{0.18}$,	(7.64)
	$J_L = 0.44 \cdot (1 - r_s) + [1 - 0.44 \cdot (1 - r_s)]exp(-2.2 \cdot r_m)$,	(7.65)
	$J_S = \frac{(N_b - 1) + \left({L_{bi}}/{L_{bc}}\right)^{1-n} + \left({L_{bo}}/{L_{bc}}\right)^{1-n}}{(N_b - 1) + \left({L_{bi}}/{L_{bc}}\right) + \left({L_{bo}}/{L_{bc}}\right)}$.	(7.66)
Bell-Delaware [17]	$\alpha = \alpha_i \cdot J_c \cdot J_L \cdot J_B$	(7.67)
	Ideális csőkötegre vonatkozó hőátadási tényező:	
	$\alpha_{i.} = j_i \cdot c_p \cdot m \cdot Pr^{-2/3}$,	(7.68)
	A koefficiensek a korábban említett esetek (A, B, C, D) módosító tényezői:	
	$J_c = 0.55 + 0.72 \cdot F_c$,	
	$J_L = 0.44 \cdot (1 - r_s) + [1 - 0.44 \cdot (1 - r_s)]exp(-2.2 \cdot r_m)$,	(7.69)
	$J_B = exp\left(-C_{bh} \cdot F_{sbp} \cdot \left(1 - \sqrt[3]{2 \cdot r_{ss}}\right)\right)$	(7.70)
		(7.71)
Kern [16]	$\alpha = 0.36 \cdot \left(\frac{\lambda}{D_e}\right) \cdot Re^{0.55} \cdot Pr^{0.33} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_{cső}}\right)^{0.14}$.	(7.72)
	$D_e = \frac{4 \cdot \left({P_T}^2 - \pi \cdot {D_o}^2/4\right)}{\pi \cdot D_o}$.	(7.73)

A köpenytérben kialakuló turbulencia nagymértékben befolyásolja a kialakuló hőátadási tényező értékét, ezért számos publikáció jelent meg azzal kapcsolatban, hogy az alkalmazott terelőlemezek alakját hogyan lehet optimalizálni.

A turbulencia növelésével azonban a kialakuló nyomásveszteség is növekszik, ami meghatározó korlátot jelenthet a működés során.

7.1.3. Az egy- és a kétfázisú hűtőközegek nyomásesését meghatározó modellek ismertetése

A súrlódási ellenállás a valós folyadékok áramlásakor a csővezeték teljes hosszában észlelhető, de a hőcserélők csöveiben és annak köpenyterében is jelen van. Nagyságára a közeg áramlási módja – lamináris vagy réteges és turbulens vagy gomolygó van hatással. Az áramló közeg nyomásesésének meghatározása nagymértékben függ az áramló közeg halmazállapotától.

A bemutatásra kerülő egy- és kétfázisú közegek nyomásveszteségét leíró egyenletek, mind az elpárologtató, mind a kondenzátorra is érvényes. A bemutatott modellek csőköteges hőcserélőre érvényesek.

Egyfázisú hűtőközeg nyomásveszteség-meghatározása

A folyadékrészecskék áramlás közben vagy párhuzamosan mozdulnak el egymáshoz képest, vagy összekeveredve, gomolygó mozgással haladnak. Az áramlás jellege lehet: lamináris és turbulens. Lamináris áramlásnál a részecskék párhuzamosan, rétegesen áramlanak egymás mellett, míg turbulens áramlásnál az áramlás örvénylő, gomolygó.

A lamináris áramlás feltétele:

$$Re < 2320 \tag{7.74}$$

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \tag{7.75}$$

Lamináris áramlás esetén a csősúrlódási tényező:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \tag{7.76}$$

Rendezve a 7.75 egyenletet:

$$\Delta p = \frac{64}{Re} \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \tag{7.77}$$

$$\Delta p = \frac{32}{Re} \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \cdot v^2 = 32 \frac{v \cdot l}{d \cdot d} \cdot \rho \cdot v^2 \tag{7.78}$$

$$\Delta p = 32 \frac{\eta \cdot l \cdot v}{d^2} \tag{7.79}$$

Megoldásként a Hagen–Poiseuille-egyenletet kapjuk.

A turbulens áramlásnál a lambda a Reynolds-szám bonyolultabb függvényeként adódik és meghatározása körülményesebb, mint a lamináris áramlás esetében. A meghatározás során különbséget kell tenni a hidraulikailag sima és érdes falú cső között. A hidraulikailag sima csöveknél a csősúrlódási tényező a Re-szám függvénye.

7.4. táblázat. A csősúrlódási tényező számítása hidraulikailag sima csövekben

	Áramlási tartomány	Csősúrlódási tényező	
Blasius [20]	$2320 < Re < 8 \cdot 10^4$	$\lambda = \frac{0.316}{\sqrt{Re}}$	(7.80)
Schiller [21]	$2 \cdot 10^4 < Re < 2 \cdot 10^6$	$\lambda = 0{,}0054 + 0{,}396 \cdot Re^{-0{,}3}$	(7.81)
Nikuradse [22]	$10^5 < Re < 10^8$	$\lambda = 0{,}0032 + 0{,}221 \cdot Re^{-0{,}287}$	(7.82)

A csősúrlódási tényező értékét érdes falú, kör keresztmetszetű csövek esetén a Nikuradze-diagramból határozhatjuk meg. A csőfal minőségének jellemzésére a diagramban a k/r relatív érdesség értékének reciprokát tünették fel. A k a csőfal érdességének a csőfalra merőleges mérete r, a cső sugara. A k értéke az anyag minőségétől, a megmunkálás módjától és a csőfal korrodáltságának mértékétől függ.

Kétfázisú hűtőközeg nyomásveszteség-meghatározása

A hűtőközeg teljes nyomásvesztesége a munkaközeg potenciális energiájának a változása, a kinetikus energia változás és a csőfal felületén létrejött súrlódás összege [23]:

$$\Delta p = \Delta p_{súrl.} + \Delta p_{inercia} + \Delta p_{szint.} \tag{7.83}$$

A kétfázisú hűtőközeg nyomásveszteség-számításánál, vízszintes irányú áramlásról lévén szó, szintkülönbségi taggal nem számoltunk. A súrlódásból származó nyomásveszteség számításának széleskörű szakirodalma van.

A hőközlés hatására bekövetkező sűrűségváltozás, fázisváltozás okozta sebességváltozásból adódó nyomásváltozás [24]:

$$\Delta p_{inercia} = \dot{m} \cdot \left(\left[\frac{(1-x^2)}{\rho_f \cdot (1-\epsilon)} + \frac{x^2}{\rho_g \cdot \epsilon} \right]_{be} - \left[\frac{(1-x^2)}{\rho_f \cdot (1-\epsilon)} + \frac{x^2}{\rho_g \cdot \epsilon} \right]_{ki} \right). \tag{7.84}$$

A gőz és a folyadék térfogatának aránya (térfogati hányad) Rouhani és Axelsson [25] szerint: (7.85)

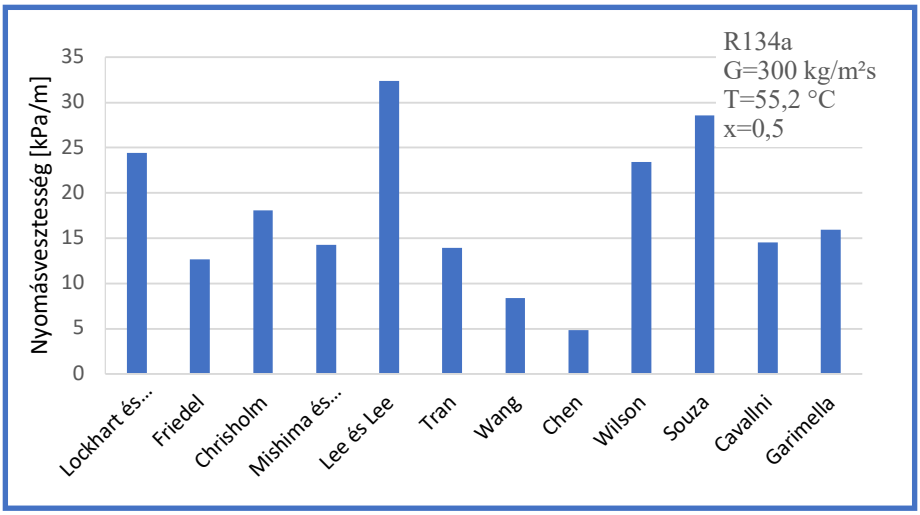
$$\epsilon = \frac{x}{\rho_g} \cdot \left[\left(1 + 0.12 \cdot (1-x)\right) \cdot \left(\frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_f} \right) + \frac{1.18 \cdot (1-x) \cdot \left[g \cdot \sigma \cdot \left(\rho_f - \rho_g\right)\right]^{0.25}}{\dot{m}^2 \cdot {\rho_f}^{0.5}} \right]^{-1}.$$

7.5. táblázat. Egyes szerzők által kifejlesztett számítóképletek, amelyek a kétfázisú hűtőközeg nyomásveszteség meghatározására szolgálnak

Szerző	Érvényesség	Súrlódási nyomásveszteséget meghatározó egyenletek	
Friedel [26]	$d > 1\ mm,$ $\frac{\mu_f}{\mu_g} < 1000.$	$\frac{\Delta p}{dz} = \Phi \cdot \left(\frac{\Delta p}{dz}\right)_f.$	(7.86)
		$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = \frac{\lambda_{cs} \cdot G^2}{2 \cdot D \cdot \rho_f},$	(7.87)
		$\Phi = E + \frac{3.24 \cdot F \cdot H}{Fr^{0.045} \cdot We^{0.035}},\ \rho_h = \left(\frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_f}\right)^{-1},$	(7.88)
		$E = (1-x)^2 + x^2 \cdot \frac{\rho_f}{\rho_g} \cdot \frac{f_g}{f_f},\ F = x^{0.78} \cdot (1-x)^{0.224},$	(7.89)
		$H = \left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)^{0.91} \cdot \left(\frac{\mu_g}{\mu_f}\right)^{0.19} \cdot \left(1 - \left(\frac{\mu_g}{\mu_f}\right)\right)^{0.7}.$	(7.90)
Grönnerud [27]	$o < x < 1,$ $\frac{\mu_f}{\mu_g} < 1000,$ $G < 100 \frac{kg}{m^2 s}$	$\frac{\Delta p}{dz} = \Phi \cdot \left(\frac{\Delta p}{dz}\right)_f,\ \left(\frac{dp}{dz}\right)_f = \frac{2 \cdot \lambda_{cs} \cdot G^2 \cdot (1-x)}{D \cdot \rho_f},$	(7.91)
		$\Phi = 1 + \left[\frac{dp}{dz}\right]_{Fr} \cdot \left[\frac{\rho_f/\rho_v}{(\rho_f/\rho_v)^{0.25}} - 1\right],$	(7.92)
		$\left[\frac{dp}{dz}\right]_{Fr} = f_{Fr} \cdot \left[x + 4 \cdot \left(x^{1.8} - x^{10} \cdot {f_{Fr}}^{0.5}\right)\right],$	(7.93)
		$f_{Fr} = Fr^{0.3} + 0.0055 \cdot \left[ln \frac{1}{Fr_l}\right].$	(7.94)
Lockhart Martinelli [28]	Levegő, benzin, kerozin, víz és különféle olajok, D= $1.5 - 26\ mm.$	$\frac{\Delta p}{dz} = \Phi_f \cdot \left(\frac{\Delta p}{dz}\right)_f.\quad \Phi_f = 1 + \frac{C}{X_{tt}} + \frac{1}{X^2{}_{tt}},$	(7.95)
		$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = \frac{\lambda_{cs} \cdot G^2 \cdot (1-x)^2}{2 \cdot D \cdot \rho_f}.$	(7.96)
Wilson [29]	R134a, R410A, $d = 7.79 - 1.84\ mm$ $75 < G < 400\ \left[\frac{kg}{ms^2}\right],$ $T = 35°C.$	$\frac{\Delta p}{dz} = \Phi \cdot \left(\frac{\Delta p}{dz}\right)_f,\ \left(\frac{dp}{dz}\right)_f = \frac{\lambda_{cs} \cdot G^2}{2 \cdot D \cdot \rho_f},$	(7.97)
		$\Phi = 12.82 \cdot {X_{tt}}^{-1.47} \cdot (1-x)^{1.8}.$	(7.98)
Cavallini [30]	R22, R134a, R32, R125, R236ea, R407C, R410A, $d = 8\ mm$ $100 < G < 750\ \left[\frac{kg}{ms^2}\right],$ $30 < T < 50\ [°C]$	$\frac{\Delta p}{dz} = \Phi \cdot \left(\frac{\Delta p}{dz}\right)_f.$	(7.99)
		$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = \frac{\lambda_{cs} \cdot G^2}{2 \cdot D \cdot \rho_f},$	(7.100)
		$\Phi = E + \frac{1{,}262 \cdot F \cdot H}{We^{0.1458}},\ \rho_h = \left(\frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_f}\right)^{-1},$	(7.101)
		$E = 3{,}161\quad F = x^{0.78},$	(7.102)
		$H = \left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)^{03278} \cdot \left(\frac{\mu_g}{\mu_f}\right)^{-1{,}181} \cdot \left(1 - \left(\frac{\mu_g}{\mu_f}\right)\right)^{3{,}477}.$	(7.103)

Az alábbi, *7.9. ábrán* látható az egyes összefüggések által meghatározott nyomásesések összehasonlítása horizontális csövekben.

7.9. ábra. A kétfázisú hűtőközeg nyomásvesztesége különböző szerzők által javasolt egyenletek alapján



Látható, hogy a nyomásesések értékei jelentősen változnak, 4,8–32,3 kPa között. Ezek a jelentős nagy értékbeli eltérések a kétfázisú szorzóknak tulajdoníthatók. A nyomásveszteség meghatározására szolgáló modellek közül azt választjuk, amelynek az érvényességi tartománya azonos, vagy közel hasonló, az általunk vizsgát cső a geometriájához, a hűtőközeg-típushoz és az áramlási és működési feltételekhez.

Köpenytéri nyomásveszteség meghatározása

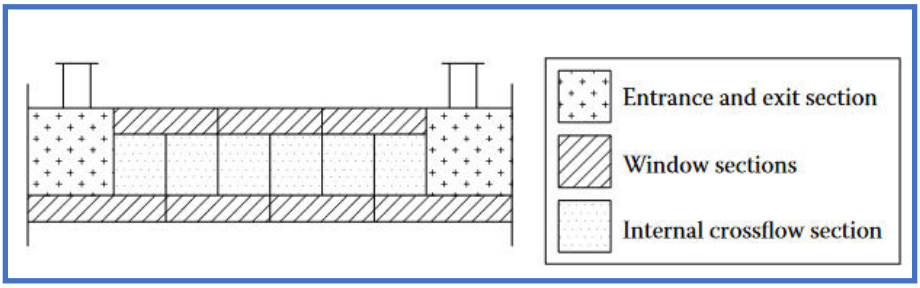
A köpenyoldali összetett áramlási mintázat és az érintett változók nagy száma megnehezíti a hőátadási tényező és a nyomásveszteség meghatározását. Az 1960 előtti időkben alkalmazott számításoknál figyelmen kívül hagyták a hőcserélőkben fellépő szivárgást, a bypass-áramlásokat és kizárólag főáramlásokon alapultak az empirikus képleteik Kern (1950) [16] és Donohue (1955) [31].

A különböző szerkezeti kialakításokra az amerikai csőköteges hőcserélőgyártók egyesületének szabványaiban (TEMA) egységes típusmegjelölést dolgoztak ki. Ez a nemzetközi gyakorlatban jól ismert és alkalmazott, és a hazai gyakorlatban is elterjedt, ezért kutatásainkhoz én is a TEMA E típusú hőcserélőt használtunk. A hőcserélő köpenyterében fellépő teljes nyomásveszteség Δp_{telj} nem más, mint részveszteségek összesége.

Mégpedig Δp_w a terelőlemez ablakán átáramló hűtőközeg nyomásvesztesége, Δp_{cross} a terelőlemezek között fellépő keresztirányú áramláskor fellépő nyomásveszteség, Δp_n a be- és kiömlő zónákban áramló közegben fellépő nyomásveszteség.

$$\Delta p_{telj} = \Delta p_w + \Delta p_{cross} + \Delta p_n \tag{7.104}$$

7.10. ábra. A TEMA E típusú hőcserélő köpenyoldali nyomásveszteségének zónái [23]



A hőcserélő terelőablakán átáramló hűtőközegben fellépő nyomásveszteség ΔPw:

$$\Delta p_w = BF \cdot n_B \cdot \rho \cdot v_w^2 \tag{7.105}$$

A terelőlemez ablakán keresztül áramló hűtőközeg hosszirányú áramlási sebessége:

$$v_w = \frac{\dot{V}}{a_w \cdot 3600} \tag{7.106}$$

A hőcserélő be- és kiömlő zónájában fellépő nyomásveszteség.

A hőcserélő beömlő zónájában fellépő nyomásveszteség egyenlete a tömegsebesség függvényében Gn:

$$\Delta p_{n,i} = \frac{1.0 \cdot G_n^2}{2 \cdot g_c \cdot \rho} = 1.0 \cdot v_N^2 \cdot \frac{\rho}{2} \tag{7.107}$$

A hőcserélő kiömlő zónájában fellépő nyomásveszteség egyenlete:

$$\Delta p_{n,e} = \frac{0.5 \cdot G_n^2}{2 \cdot g_c \cdot \rho} = 0.5 \cdot v_N^2 \cdot \frac{\rho}{2} \tag{7.108}$$

A be- és kiömlő zónákban fellépő nyomásveszteség egyenlete:

$$\Delta p_n = \frac{1.5 \cdot G_n^2}{2 \cdot g_c \cdot \rho} = 1.5 \cdot v_N^2 \cdot \frac{\rho}{2} \tag{7.109}$$

A terelőlemezek között fellépő keresztirányú áramláskor fellépő nyomásveszteség

$$\Delta p_{cr} = BF \cdot (n_B + 1) \cdot f \cdot n_{cross} \cdot v_{cross}^2 \cdot \frac{\rho}{2} \tag{7.110}$$

a keresztirányú áramló közeg sebessége:

$$v_{cross} = \frac{\dot{V}}{3600 \cdot a_{cross}} = \frac{\dot{V}}{3600 \cdot D_i \cdot B \cdot \left(1 - \frac{d_o}{T}\right)} \tag{7.111}$$

A 7.110 egyenletben az f súrlódási tényező, amely értékének számítása a Reynolds-szám függvényében történik különböző szerzők szerint.

$$Re = \frac{v_{cross} \cdot d_o}{\vartheta} \tag{7.112}$$

A *7.6. táblázat*ban összefoglaltuk a súrlódási tényező számítására szolgáló modelleket Bell [14], Donohue [31], Clark–Davidson [32], Jakob [33], és Chopey [34] szerint.

7.6. táblázat. Különböző szerzők által bemutatott súrlódási tényező

Szerző	Egyenlet	
Bell [14]	$f = 2.68 \cdot Re^{-0.182}$	(7.112)
Clark-Davidson [32]	$f = Re^{-0.2} \cdot \frac{3.12}{\sqrt{\frac{T}{d_o}}}$	(7.114)
Jakob [33]	$f = Re^{-0.2} \cdot \left(1 + \frac{0.47}{\left(\frac{T}{d_o} - 1\right)^{1.08}}\right)$	(7.115)
Donohue [31]	$f = Re^{-0.2} \cdot \frac{3}{\left(\frac{T - d_o}{d_o}\right)^{0.2}}$	7.116)
Chopey [34]	$Re_{CH} = \frac{v_{cr} \cdot (T - d_o)}{\upsilon}$	(7.117)
	$f = 4 \cdot Re_{CH}{}^{-0.25}$	(7.118)
	Calculation of the bypass factor BF	
	$BF = R_1 \cdot R_2$	(7.119)
	$R_1 = 0.75 \cdot \sqrt{\frac{B}{D_i}}$	(7.120)
	$R_2 = 0.85 \cdot D_i{}^{0.08}$	(7.121)

Az irodalomban bemutatott képletekkel számított értékek nem mutatnak olyan erős szórást, mint a hőátadási képletek esetében, ennek ellenére indokolt, hogy ellenőrizzük általánosíthatóságukat.

A mérések során kapott értékeket felhasználva egy új matematikai modellt alkottunk a vízoldali súrlódási tényező értékének meghatározására [23]:

$$f = a \cdot Re^b \cdot \left(\frac{T}{d_o}\right) \tag{7.122}$$

Ahol: a=2.7159 és b=-0.2023

A bemutatott 7.122 képlet a következő mérési körülményekből született:

– közeg: víz,

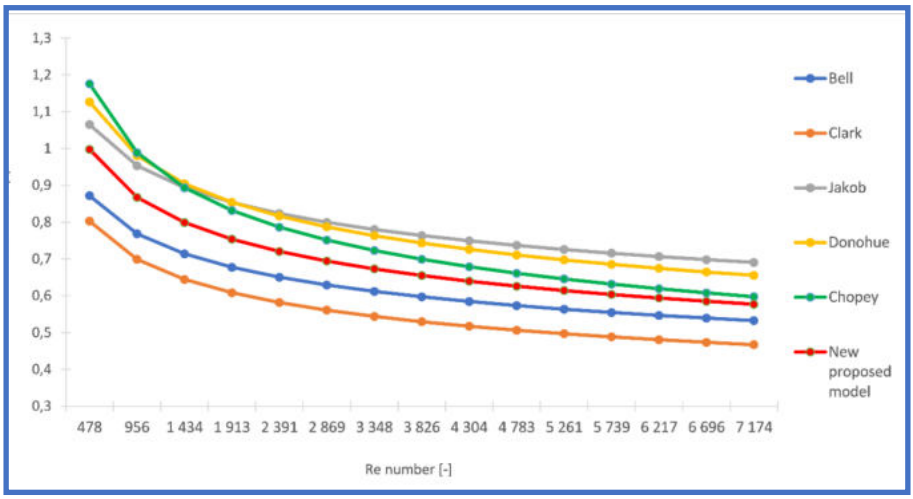
– Reynolds-szám: $Re = 478 - 7175\ [-]$,

– térfogat áram: $\dot{V} = 1 - 15\ {}^{m^3}/_{h}$,

– hőmérséklet: $T = 13 - 15\ °C$.

A mérési eredményekből nyert új súrlódási tényező, 7.122. egyenlet, összehasonlításra került Bell [14], Clark–Davidson [32], Jakob [33], Donohue [31], Chopey [34] súrlódási tényezők meghatározására szolgáló egyenleteikből nyert értékekkel a *7.11. ábrán.*

7.11. ábra. Súrlódási tényező értékei a Re-szám függvényében



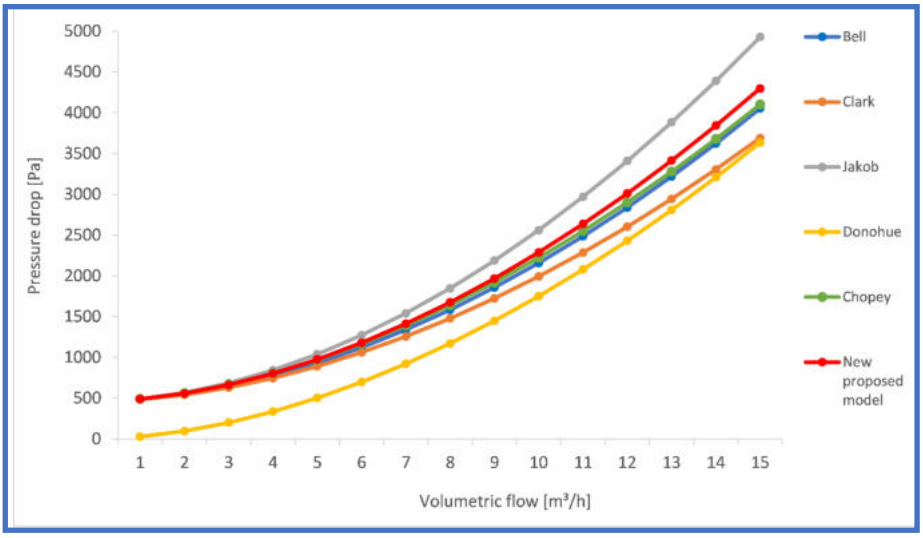
A következő *7.7. táblázat*ban összefoglaltam a különböző egyfázisú köpenytérben áramló közegre a különböző modellek által adott súrlódási tényező értékek eltérését a mérési eredményektől.

7.7. táblázat. Különböző modellekből nyert súrlódási tényezők összehasonlítása

Szerző	Átlagos relatív hiba %	Maximális eltérés e_{max}%
Bell [14]	10.36	21.61
Clark–Davidson [32]	23.84	34.66
Jakob [33]	13.30	22.17
Donohue [31]	11.74	20.30
Chopey [34]	7.62	20.35
Új súrlódási modell, 7.122 egyenlet [23].	5.24	9.28

A *7.12. ábrán*, összehasonlítottuk az elpárologtató köpenyterében áramló hűtött közeg nyomásveszteség meghatározására szolgáló egyenleteiből nyert értékeket. Az ábrán a nyomásveszeteség értékeit láthatjuk a térfogatáram függvényében.

7.12. ábra. Az elpárologtató köpenytérben áramló közeg nyomásvesztesége



A különböző szerzők modelljeiből nyert köpenyoldali nyomásveszteség értékei a *7.8. táblázat*ban. Megfigyelhető, hogy a köpenyoldali nyomásesés-veszteség meghatározására szolgáló 7.104 egyenletet alapján, felhasználva az új 7.122 egyenletet, nyerjük a legpontosabb értékeket a mérési eredmények hez viszonyítva.

7.8. táblázat. Különböző modellekből nyert nyomásveszteség értékeinek összehasonlítása

Szerző	Átlagos relatív hiba %	Maximális eltérés e_{max}%
Bell [14]	5.4	12,88
Clark–Davidson [32]	12,48	22,46
Jakob [33]	8,47	14,78
Donohue [31]	91,32	469
Chopey [34]	3,77	9,83
Új súrlódási modell, 7.122 egyenlet [23].	2,58	5,72

A szakirodalomban fellelhető munkák bebizonyították, hogy az elpárologtató köpenyterében áramló hűtött közeg nyomásveszteség számítására szolgáló egyenletekből [14], [31], [32], [33], [34] nyert értékek szórást eredményeznek, amely a *7.12. ábrán* is látható.

A mérés célja [35], az össz-köpenytéri nyomásveszteség meghatározására szolgáló *7.104. egyenlet*ben szereplő, súrlódásból származó nyomásveszteségi tagot pontosítani, és egy új *7.122. egyenletet* bevezetni. Ezáltal a köpenytérben áramló hűtött víz nyomásveszteség-meghatározására szolgáló új modell nagyobb pontossággal írja le az áramlási folyamatokat, mint az elemzett modellek. A *7.8. táblázat*ban látható, hogy a felállított köpenyoldali nyomásveszteség meghatározására szolgáló új modell által szolgáltatott értékek maximális eltérése, míg az átlagos eltérés a mérési értékektől, a legkedvezőbb érték a bemutatott modellek között.

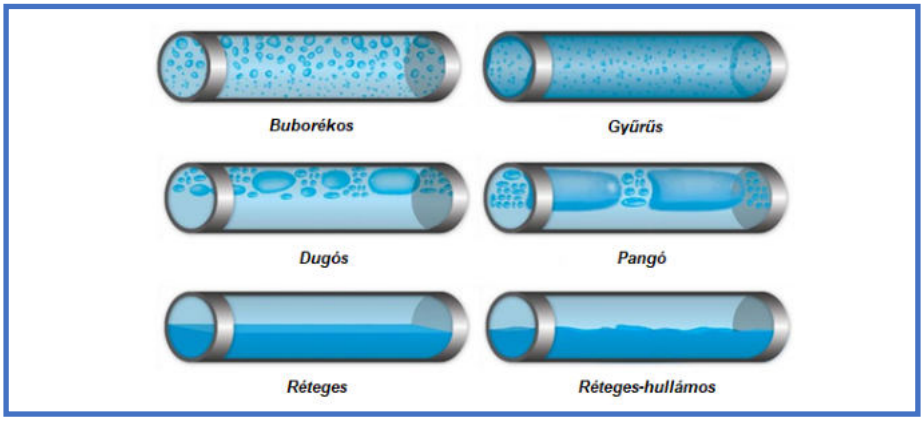
7.1.4. Az elpárolgási áramlási kép meghatározása

A kétfázisú áramlások vizsgálatában fontos szempont a folyadék- és gőzfázisok helyi áramlási képének ismerete, ugyanis az áramlási formák jelentős hatással vannak az elpárolgási a kondenzációs hőátadási együtthatókra, valamint a kétfázisú nyomásesések előrejelzésére. Valójában a legújabb hőátadási modellek a csőben történő forralás és kondenzáció előrejelzésére a helyi áramlási képeken alapulnak.

Vízszintes csövek esetében Taitel–Dukler [36] (1976) és Baker [37] (1954), Hashizume [38], Steiner [39] módszereit széles körben alkalmazzák. Kattan, Thome–Favrat [40] (1998) új áramlásikép-térképe és annak későbbi fejlesztései, melyeket kis átmérőjű csövekhez hoztak létre, jellemzőek a csőköteges hőcserélőkre, főleg elpárologtatókra.

A kézfázisú áramlás során a horizontális csővezetékben, legalább hét különböző áramlási minta figyelhető meg. Az áramlási formák a folyadék tulajdonságaitól, a cső méretétől és az egyes fázisok áramlási sebességétől függenek. A kétfázisú hűtőközeg áramlási formái láthatóak a *7.13 ábrán.*

7.13. ábra. Áramlási képek [41]



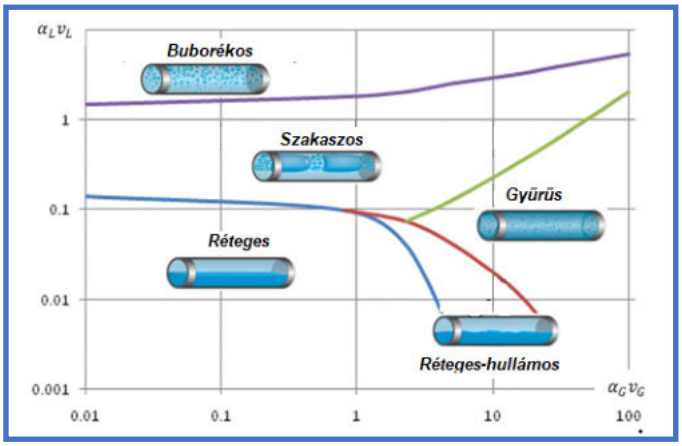
Buborékos áramlás – a gőzbuborékok a cső felső felében nagy koncentrációban diszpergálódnak a folyadékban a felhajtóerő miatt. Amikor a nyíróerők dominálnak, a buborékok hajlamosak egyenletesen szétoszlani a csőben. Vízszintes áramlásoknál ez az áramlási kép jellemzően csak nagy tömegáramoknál lép fel.

– *Réteges áramlás* – Alacsony folyadék- és gőzsebességnél a két fázis teljes szétválása következik be. A gőz a cső tetejére, a folyadék pedig az aljára kerül, amelyeket zavartalan vízszintes határfelület választ el, ezért a folyadék és a gőz teljesen rétegezett.
– *Rétegzett-hullámos áramlás* – A gőzsebesség növelésével rétegzett áramlásban a határfelületen hullámok képződnek és az áramlás irányába haladnak. A hullámok felkapaszkodnak a cső oldalain, vékony folyadékfilmeket hagyva a csőfalon.
– *Szakaszos áramlás* – A gőzsebesség további növelésével ezek a határfelületi hullámok elég nagyok lesznek ahhoz, hogy lemossák a cső tetejét. A nagy amplitúdójú hullámok gyakran magukkal ragadt buborékokat tartalmaznak. A felső falat szinte folyamatosan nedvesítik a nagy amplitúdójú hullámok és a visszamaradt vékony folyadékfilmek. A szakaszos áramlás a dugó és a pangó áramlási formák összesége.
  – *Dugós áramlás* – ez az áramlási kép folyadékdugókkal rendelkezik, amelyeket hosszúkás gázbuborékok választanak el. A megnyúlt buborékok átmérője kisebb, mint a cső átmérője, így a folyékonyfázis a cső alja mentén folyamatos a megnyúlt buborékok alatt. A dugós áramlást néha megnyúlt buborék áramlásnak is nevezik.

– *Pangó áramlás* – nagyobb gőzsebességnél a megnyúlt buborékok átmérője a csatorna átmérőjéhez hasonló méretűvé válnak.
– *Gyűrűs áramlás* – nagy gőzáramlási sebességnél a folyadék folyamatos gyűrű alakú filmet képez a cső kerülete mentén, hasonlóan a függőleges áramláshoz, de a folyadékfilm alul vastagabb, mint a tetején. A folyadékgyűrű és a gőzmag közötti határfelületet kis amplitúdójú hullámok zavarják, és a cseppek szétszóródhatnak a gőzmagban.
– *Ködáram* – A függőleges áramláshoz hasonlóan nagyon nagy gázsebességeknél az összes folyadék leválhat a falról, és kis cseppek formájában magával ragadhatja az immár folyamatos gőzfázisban.

A csövekben áramló kétfázisú hűtőközeg helyi áramlási képének meghatározása ún. áramlásikép-térkép alapján történik. A *7.14. ábrán* látható áramlásikép-térképeknél vízszintes tengely mentén ábrázoltuk a felszíni gázsebességet, míg a függőleges tengely mentén a felületi folyadéksebességet.

7.14. ábra. A kétfázisú hűtőközeg áramlási képének térképe vízszintes csőben [42]



Az áramlásikép-térkép lehetőséget nyújt, hogy a kétfázisú hűtőközegnek stabil, egyensúlyi áramlást biztosítsunk, ugyanis a pangó- és a dugós áramlás, káros lehet a csövekre nézve, mivel rezgések és folyadékütések léphetnek fel, amelyek csökkentik a csővezeték élettartamát. A következőkben bemutatásra kerül a kétfázisú áramlásikép-térkép és az elpárolgási hőátadási tényező Wojtan és társai szerint [43] (2005), amely Kattan–Thome–Favrat [40] térképének kissé módosított változata és a kis átmérőjű vízszintes csövekben zajló elpárolgási folyamatokra érvényes.

Az áramlásikép-térkép meghatározása Wojtán és szerzőtársai [42] szerint:

– Átmenet-határgörbe a réteges áramlásból a réteges-hullámos áramlási képbe:

$$G_{réteges} = \left(\frac{226{,}2 \cdot A^2{}_{ld} \cdot A^2{}_{vd} \cdot \rho_v \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot \mu_l \cdot g \cdot \cos\phi}{x^2 \cdot (1-x) \cdot \pi^3}\right)^{1/3} \qquad (7.123)$$

Átmenet határgörbe a gyűrűs és szakaszos áramlásból a réteges-hullámos áramlási képbe: (7.124)

$$G_{hullámos} = \left(\frac{16 \cdot A^3{}_{vd} \cdot g \cdot D \cdot \rho_l \cdot \rho_v}{x^2 \cdot \pi^2 \cdot (1-(2 \cdot \alpha_{ld}-1)^2)^{0.5}} \cdot \left[\frac{\pi^2}{25 \cdot \alpha^2{}_{ld}} \cdot (1-x)^{-F_1} \cdot \left(\frac{We}{Fr}\right)^{-F_2} + 1\right]\right)^{0,5} + 50$$

– Átmenet a szakaszos áramlásból a gyűrűs áramlási képbe:

$$X_{IA} = \left[\left(0.34^{1/0.875} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{-1/1.75} \cdot \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{-1/7}\right) + 1\right]^{-1} \qquad (7.125)$$

– A réteges-hullámos zónát további három alzónára oszthatjuk:

$G \rangle G_{hullámos}(X_{IA})$	pangó zóna,
$G_{réteges} \langle G \langle G_{hullámos}(X_{IA})$ és $0 \langle x \langle X_{IA}$	pangó/réteges-hullámos zóna
$1 \rangle x \rangle X_{IA}$	réteges-hullámos zóna.

– Átmenet-határgörbe a gyűrűs áramlásból a kiszáradás áramlási képbe:

$$G_{szár} = \left(\frac{1}{0.235} \cdot \left(ln\left(\frac{0.58}{x}\right) + 0.52\right) \cdot \left(\frac{d_i}{\rho_g \cdot \sigma}\right)^{-0.17} \cdot \left(\frac{1}{\rho_g \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot g \cdot d_i}\right)^{-0.37} \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{-0.25} \cdot \left(\frac{q}{q_{DNB}}\right)^{-0.7}\right)^{0,926} \qquad (7.126)$$

– Átmenet-határgörbe a kiszáradás áramlásból a köd áramlási képbe:

$$G_{köd} = \left(\frac{1}{0.0058} \cdot \left(ln\left(\frac{0.61}{x}\right) + 0.57\right) \cdot \left(\frac{d_i}{\rho_g \cdot \sigma}\right)^{-0.38} \cdot \left(\frac{1}{\rho_g \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot g \cdot d_i}\right)^{-0.15} \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.09} \cdot \left(\frac{q}{q_{DNB}}\right)^{-0.27}\right)^{0,943} \qquad (7.127)$$

Kutatásunk során [41] egy számítási példa keretében vizsgáltuk az elpárolgó hűtőközeg áramlási képének változását. A matematiai modell bemenő adatai:

– hűtőközeg: R134a ,

– tömegáram sebesség: $G = 100\ \left(\frac{kg}{m^2 s}\right)$,

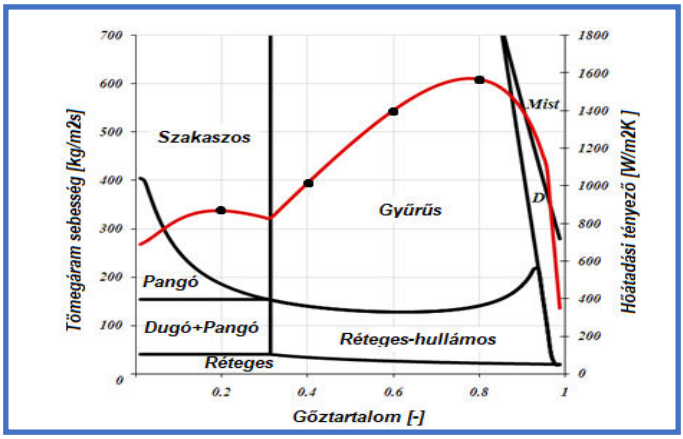
– gőztartalom: $x = 0 - 1\ (-)$,

– csőátmérő: $d = 6\ (mm)$,

– elpárolgási hőmérséklet: $t_o = 5\ (°C)$,

– hőáramsűrűség: $q = 3000\ \left(\frac{W}{m^2}\right)$.

7.15. ábra. Elpárolgási áramlásikép-térkép és hőátadási tényező értékének változása a gőztartalom függvényében [41]



Egy adott áramlási rendszer megléte számos paramétertől függ, beleértve a folyadék hőfizikai tulajdonságait, a cső átmérőjét, hosszát, érdességét, erőterét, tömegáramát, hőáramát és gőztartalmát. Az áramlásikép-térképeken az elpárolgás hőátbocsátási tényezőjének értékváltozása látható. A *7.15. ábrán* látható, hogy az áramlás során gyűrűs kép alakult ki az elpárologtató túlnyomó részében.

7.2. A KOMPRESSZOR

A kompresszor a hőszivattyúnak az a komponense, ahol az elpárologtatóból elszívott kisnyomású túlhevített hűtőközeg gőzt magasabb hőmérsékleti szintre történő szállítása valósul meg mechanikai energia felhasználásával. A kompresszor megnöveli a munkaközeg energiaszintjét, nagynyomású és hőmérsékletű túlhevített gőzt állít elő, a kondenzátorban lezajló hőátvitel megvalósítása céljából.

Energetikai szempontból a mechanikai munka a gőz entalpiájának növelésére használódik el. A hűtőközeg komprimálásakor növekszik a gőz nyomása és ezzel együtt a hőmérséklet is.

A hőszivattyúkban és a komfort-klímaberendezésekben használatos kompresszorok hermetikus kialakításúak. Ezen kompresszorok térfogat-kiszorítás elvén működnek: alternáló, vagy forgódugattyús rendszerűek. Az előbbiek közül az alternáló dugattyús, míg az utóbbiak közül pedig az ún. Scroll kompresszor-rendszer a leghasználatosabb. Ugyanis a spirálkompresszorok (Scroll-spirál) mind nagyobb teret hódítanak kedvező tulajdonságaiknak – szállítási fokuk és a belső hatásfoknak – köszönhetően.

A kompresszoroknak számos a mai kor követelményeinek kell megfelelniük, hosszú élettartam, alacsony zajszint, és nem utolsó sorban magas energetikai hatásfok.

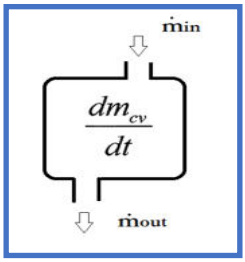
7.2.1. A dugattyús típusú kompresszor matematikai modellje

A következőkben egy dugattyús hűtőkompresszor matematikai modellje kerül bemutatására. A matematikai modell vezérlő egyenletekből – tömeg és energiamegmaradás és segédegyenletekből – almodellekből áll [44], geometriai modell, tömegáram és szelepmodell és hőátadási modellek.

A tömegmegmaradás mérlegegyenlete

Feltételezés:
– Egyenletes áramlás

7.16. ábra. Az ellenőrzött térfogat tömegáramának I/O-modellje



$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out} \tag{7.128}$$

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \frac{d(\rho V)}{dt} = \sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out} \tag{7.129}$$

$$\frac{d(\rho V)}{dt} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out} \tag{7.130}$$

továbbá

$$\frac{d(\rho V)}{dt} = V\frac{d\rho}{d\theta} + \rho\frac{dV}{d\theta} \tag{7.131}$$

és

$$\frac{d\theta}{dt} = \omega \tag{7.132}$$

A tömegmegmaradás egyenlet teljes alakja:
Jellemző+geometria = tömegáram

$$V\frac{d\rho}{d\theta} + \rho\frac{dV}{d\theta} = \left(\sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out}\right) \cdot \frac{1}{\omega} \tag{7.133}$$

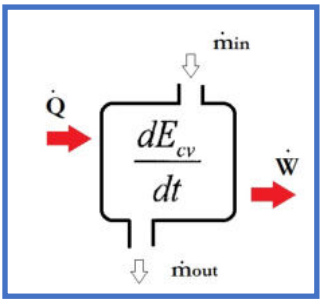
Energiamegmaradás mérlegegyenlete

Az energiamegmaradás elve (az energiamérleg): A folyamat során a rendszer felé vagy onnan történő nettó energiaátvitel megegyezik a rendszer energiatartalmának változásával. Az energiát hővel vagy munkával lehet átvinni egy zárt rendszerbe vagy onnan el. A szabályozási térfogatok magukban foglalják a tömegáramon keresztüli energiaátvitelt is.

Feltételezés:

– Egyenletes áramlás.
– Kvázi-egyensúlyi folyamat.
– Elhanyagolásra került a kinetikus és potenciális energia változása.

7.17. ábra. Az ellenőrzött térfogat energiaáramának I/O-modellje



$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \sum \dot{m}_{in} \cdot h_{in} - \sum \dot{m}_{out} \cdot h_{out} + \dot{Q} - \dot{W} \tag{7.134}$$

$$\frac{d(mu)}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \sum \dot{m}_{in} \cdot h_{in} - \sum \dot{m}_{out} \cdot h_{out} + \dot{Q} - \dot{W} \tag{7.135}$$

ahol

$$\dot{W} = P \cdot \frac{dV}{dt} = P \cdot \frac{dV}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} \tag{7.136}$$

és

$$\frac{d\theta}{dt} = \omega \tag{7.137}$$

$$\frac{d(mu)}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \cdot \left(\sum \dot{m}_{in} \cdot h_{in} - \sum \dot{m}_{out} \cdot h_{out} + \dot{Q}\right) - P \cdot \frac{dV}{d\theta} \tag{7.138}$$

Az energiamegmaradás mérlegegyenlet teljes alakja:

$$\frac{d(\rho V u)}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \cdot \left(\sum \dot{m}_{in} \cdot h_{in} - \sum \dot{m}_{out} \cdot h_{out} + \dot{Q}\right) - P \cdot \frac{dV}{d\theta} \tag{7.139}$$

továbbá

$$\frac{d(\rho V u)}{d\theta} = \rho V \frac{du}{d\theta} + \rho u \frac{dV}{d\theta} + V u \frac{d\rho}{d\theta} \tag{7.140}$$

$$\rho V \frac{du}{d\theta} + \rho u \frac{dV}{d\theta} + V u \frac{d\rho}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \cdot \left(\sum \dot{m}_{in} \cdot h_{in} - \sum \dot{m}_{out} \cdot h_{out} + \dot{Q}\right) - P \cdot \frac{dV}{d\theta} \tag{7.141}$$

és

$$\frac{d(\rho V u)}{d\theta} = \rho V \frac{du}{d\theta} + \rho u \frac{dV}{d\theta} + V u \frac{d\rho}{d\theta} \tag{7.142}$$

$$\rho V \frac{du}{d\theta} + \rho u \frac{dV}{d\theta} + V u \frac{d\rho}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \cdot \left(\sum \dot{m}_{in} \cdot h_{in} - \sum \dot{m}_{out} \cdot h_{out} + \dot{Q}\right) - P \cdot \frac{dV}{d\theta} \tag{7.143}$$

(7.144)

és

$$\left(\rho V \frac{\partial u}{\partial T}\right) \cdot \frac{dT}{d\theta} + \left(\rho V \frac{\partial u}{\partial \rho} + uV\right) \cdot \frac{d\rho}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \cdot \left(\sum \dot{m}_{in} \cdot h_{in} - \sum \dot{m}_{out} \cdot h_{out} + \dot{Q}\right) - (P + \rho u) \cdot \frac{dV}{d\theta}$$

$$P + \rho u = \rho(u + Pv) = \rho h \tag{7.145}$$

(7.146)

$$\left(\rho V \frac{\partial u}{\partial T}\right) \cdot \frac{dT}{d\theta} + \left(\rho V \frac{\partial u}{\partial T} + uV\right) \cdot \frac{d\rho}{d\theta} = -\rho h \frac{dV}{d\theta} + \left(\sum \dot{m}_{in} \cdot h_{in} - \sum \dot{m}_{out} \cdot h_{in} + \dot{Q}\right) \cdot \frac{1}{\omega}$$

A tömeg- és energiamérleg egyenletek összevonva:

$$\frac{d\rho}{d\theta} \quad \text{és} \quad \frac{dT}{d\theta}:$$

Tömegmegmaradás egyenlete:

$$\frac{d\rho}{d\theta} = \frac{1}{V}\left[-\rho \frac{dV}{d\theta} + \left(\sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out}\right) \cdot \frac{1}{\omega}\right] \tag{7.147}$$

Energiamegmaradás mérlegegyenlete:

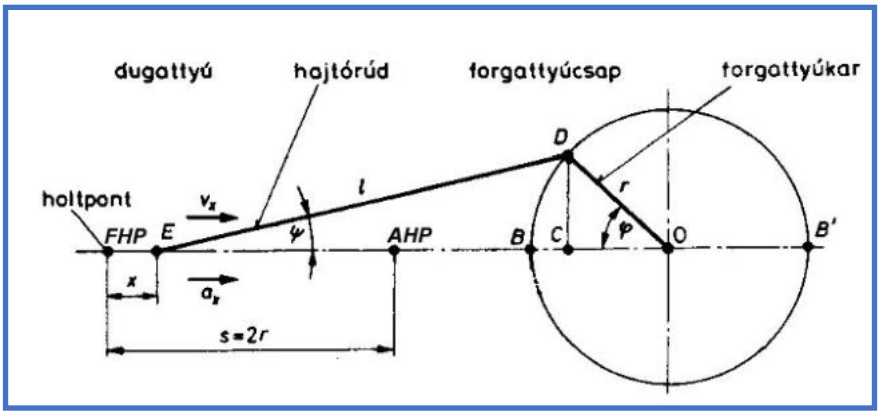
$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{-\rho h \frac{dV}{d\theta} - \left(\rho V \frac{\partial u}{\partial T} + uV\right) \cdot \frac{d\rho}{d\theta} + \left(\sum \dot{m}_{in} \cdot h_{in} - \sum \dot{m}_{out} \cdot h_{in} + \dot{Q}\right) \cdot \frac{1}{\omega}}{\rho V \frac{\partial u}{\partial T}} \qquad (7.148)$$

A tömeg- és energiamérleg egyenletek segítségével felírhatjuk a sűrűség és a hőmérséklet változását forgattyúszög függvényében. Az ismert két állapotjelző segítségével további állapotjelzők – a nyomásváltozás is felírható. A 7.148 egyenlet eredménye nagymértékben függ a kompresszor típusától, annak geometriai kialakításától.

A dugattyús kompresszor forgattyús hajtóművének kinematikája

A dugattyú által megtett út kiszámolható a forgattyú sugár, a hajtórúd hossz, valamint a forgattyús tengely és a hajtórúd állásszögéből az *7.18. ábra* alapján:

7.18. ábra. A forgattyús hajtómű kinematikai vázlata [45]



Forgattyús hajtóművek jellemzéséhez használt mennyiségek és jelölésük:

r – forgattyúsugár: a forgattyúcsap tengelyének távolsága a forgattyús tengely forgástengelyétől, s – löket: a dugattyú útjának két végpontja közötti távolság, a forgattyúsugár kétszerese, D – furat: a henger átmérője, l – a hajtórúd hossza, λ – hajtórúd viszonyszám: λ=r/l, x – a dugattyú által megtett út a henger tengelyén mérve, ϕ – a forgattyús tengely elfordulási szöge, ψ – a hajtórúd elfordulási szöge, FHP – felső holtpont: a dugattyú mozgásának a forgattyús tengelytől távolabbi véghelyzete, AHP – alsó holtpont: a dugattyú mozgásának a forgattyús tengelyhez közelebbi véghelyzete.

A dugattyú helyzetének meghatározására a következő kifejezéseket kaphatjuk:

$$x(\varphi) = r \cdot \left(1 - cos\varphi + \frac{1}{2}\lambda \cdot sin^2\varphi\right) = r \cdot \left(1 - cos\varphi + \frac{1}{2}\lambda \cdot \left(\frac{1-cos2\varphi}{2}\right)\right) \quad (7.149)$$

$$x(\varphi) \approx r \cdot \left(1 - cos\varphi + \frac{1}{4}\lambda \cdot (1 - cos2\varphi)\right) \quad (7.150)$$

A dugattyú sebességének közelítő képlete az út egyenletének deriválásával kapható:

$$v(\varphi) = \frac{dx(\varphi)}{dt} = \frac{dx(\varphi)}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = r \cdot \omega \cdot \left(sin\varphi + \frac{1}{2}\lambda \cdot sin2\varphi\right) \quad (7.151)$$

A sebesség közelítő képletét tovább deriválva kapjuk a gyorsulás képletét:

$$a(\varphi) = \frac{dv(\varphi)}{dt} = \frac{dv(\varphi)}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = r \cdot \omega^2 \cdot (cos\varphi + \lambda \cdot cos2\varphi) \quad (7.152)$$

Az út, a sebesség és a gyorsulás pontos és közelítő képletei között az eltérés mérhető, de mérnöki szempontból elhanyagolható. Kisebb számításigénye miatt a közelítő képletek használata az elterjedt [46].

A hőátadás modellezése

A hőátadás a hengerben jelentős mértékben befolyásolja a kompresszor hatékonyságét. A hűtőközeg 1K hőmérsékletének változása a berendezés COP-értékének 0,32%-os csökkenéséhez vezet [46]. Számos megközelítést használtak a szakirodalomban a hőátbocsátási tényező helyes meghatározásához, különösen a szívási vagy sűrítési folyamat leírására. Minden megközelítés a Nusselt-szám-korreláción alapul, különböző a konstans értékekkel.

$$Nu = a \cdot Re^b \cdot Pr^c \quad (7.153)$$

A kompresszor hőátadási modelljében jelentős szerepet játszik a hűtőközeg sebessége. A hűtőközeg sebességét pedig a kompresszor dugattyúja határozza meg a sűrítés során. Viszont tudni kell, hogy a szívás és sűrítés folyamán a közeg sebessége ingadozik, mivel a folyadék sebessége a szelep mögött sokkal nagyobb, a dugattyú sebességénél és erősen befolyásolja a csővezeték geometriája is. Disconzi [47] javasolta a kompresszió ciklusát négy folyamatra osztjuk fel hőátadás szempontjából:

7.10. táblázat. Ciklusokban a Reynolds-szám értéke [47]

Folyamat	*Állandók a, b, c*	*Reynolds szám*	*Egyenlet*
Sűrítés	0.08 0.8 0.6	$Re = \frac{\rho \cdot D \cdot v_p}{\mu}$	(7.154)
	0.08 0.8 0.6	$Re = \frac{\rho \cdot D \cdot v_p + v_p^{0.8} \cdot v_c^{0.2}}{\mu}$	(7.155)
Tágulás	0.12 0.8 0.6	$Re = \frac{\rho \cdot D \cdot v_p}{\mu}$	(7.156)
Szívás	0.08 0.9 0.6	$Re = \frac{\rho \cdot D \cdot v_p + v_p^{-0.4} \cdot v_c^{1.4}}{\mu}$	(7.157)

A szívás és kitolás folyamat során a szelepen átáramló hűtőközeg tömegárama:

$$v_c = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A_c} \tag{7.158}$$

Ahol a a hűtőközeg sebessége a dugattyúban, a dugattyú keresztmetszete, a dugattyú sebessége.

A szelepek modellezése

A kompresszor szelepszerkezete határozza meg, hogy a hűtőközeg mikor és mennyi ideig áramoljék a hengerbe, illetve távozzék belőle. A kompresszor szelepezésével szemben támasztott legfőbb követelmények: gázmentes zárás, minél nagyobb átömlési keresztmetszet minél kisebb kerülettel, csekély áramlási ellenállás, csekély szelepemelkedés és kis tömeg, kis káros tér, nyugodt és sima működés még nagy fordulatszám esetén is, olcsó ár és hosszú élettartam.

A dugattyús kompresszor hatékonysága erősen függ a szelepek jellemzőitől, amelyek befolyásolják az áramlást a szívó- és nyomóvezetéken keresztül. Ezért a hőszivattyús rendszer matematikai modelljének megalkotásában, elengedtethetetlen, hogy a kompresszor matematikai modelljében megjelenjen a szelepegyenlete. A szelepmodell a tömegáram-számítás egy részlépése. A tömegáram mértéke a szelepnyílások területétől és a parciális nyomások függvénye:

$$\dot{m} = f\left(p_c, p_o, A\left(x_{szelep}\right)\right) \tag{7.159}$$

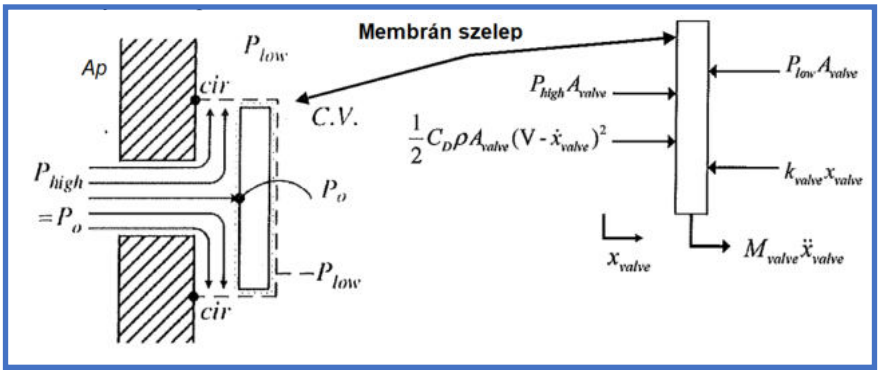
$$\frac{dm_{in}}{dt} = \begin{cases} \varphi_s \cdot A_s \cdot \sqrt{2 \cdot (p_s - p_{cv}) \cdot \rho_s} & ha\ p_s > p_{cv},\ y_s > 0 \\ -\varphi_s \cdot A_s \cdot \sqrt{2 \cdot (p_{cv} - p_s) \cdot \rho_{cv}} & ha\ p_s < p_{cv},\ y_s > 0 \end{cases} \tag{7.160}$$

$$\frac{dm_{out}}{dt} = \begin{cases} \varphi_d \cdot A_d \cdot \sqrt{2 \cdot (p_{cv} - p_d) \cdot \rho_{cv}} & ha\ p_{cv} > p_d,\ y_d > 0 \\ -\varphi_d \cdot A_d \cdot \sqrt{2 \cdot (p_d - p_{cv}) \cdot \rho_d} & ha\ p_{cv} < p_d,\ y_d > 0 \end{cases} \tag{7.161}$$

A dugattyús kompresszor szelepei automatikusak, azaz mozgásukat a nyomáskülönbség határozza meg a henger és a szívó/nyomó ág között. A szelepmozgását egy másodfokú közönséges differenciálegyenlettel írhatjuk le, amely két módra osztható:

– *A nyomásalapú vezérlés:*

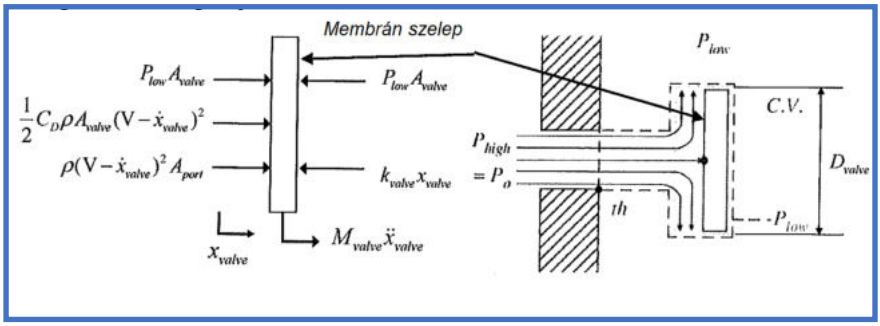
7.19. ábra. A kompresszorszelep vezérlése nyomás alapján [44]



$$M_{sz}\ddot{x}_{sz} + k_{sz}\dot{x}_{sz} = (p - p_o) \cdot A_{sz} + \frac{1}{2} \cdot C_D \cdot (V - \dot{x}_{sz})^2 \cdot A_{sz} \tag{7.162}$$

– *Tömegáram sebességalapú vezérlés:*

7.20. ábra. A kompresszorszelep vezérlése sebesség alapján [45]



$$M_{sz}\ddot{x}_{sz} + k_{sz}\dot{x}_{sz} = \frac{1}{2}\cdot C_D \cdot (V - \dot{x}_{sz})^2 \cdot A_{sz} + \rho \cdot (V - \dot{x}_{sz})^2 \cdot A_p \qquad (7.163)$$

Ahol:

$C_D \approx 1{,}7$ értéke a szelep alakján alapul.

$$\text{a } k_{sz} = \frac{6EI}{a^2\cdot(3x-a)} \qquad (7.164)$$

7.2.2. A Scroll-típusú kompresszor matematikai modellje

A Scroll kompresszor működési elve a múlt század eleje óta ismert, amelyet Creux talál fel 1905-ben. Azonban csak az 1970-es évek közepén vált lehetségessé a gyártása a működéséhez elengedhetetlen nagyon kis tűrés miatt. Azóta azonban a Scroll kompresszor egyre több hűtőgép és hőszivattyú elengedhetetlen része és mind nagyobb népszerűségnek örvend kedvező tulajdonságainak köszönve. A Scroll kompresszor jellemzői, mint például kevés mozgó alkatrész, alacsony zajszint és vibráció a nagy hatékonyságot és a nagy megbízhatóságot hamar felismerték, és sok kutatást és fejlesztés alapját képezték. A kompresszor szinte minden egyes folyamatát modellezték, mint például a mozgó alkatrészek dinamikája, beleértve a súrlódási veszteségeket, a kompresszió folyamatát, a hőátadást a hűtőközeg és a kompresszor részei között, belső áramlást és szivárgást, olajszállítást és elosztást.

A Scroll kompresszor geometriája az egyik fő tényező, amely befolyásolja a kompresszor hatékonyságát. A kompresszor matematikai modelljének felállítása érdekében elengedhetetlen a geometriai jellemzők ismerete.

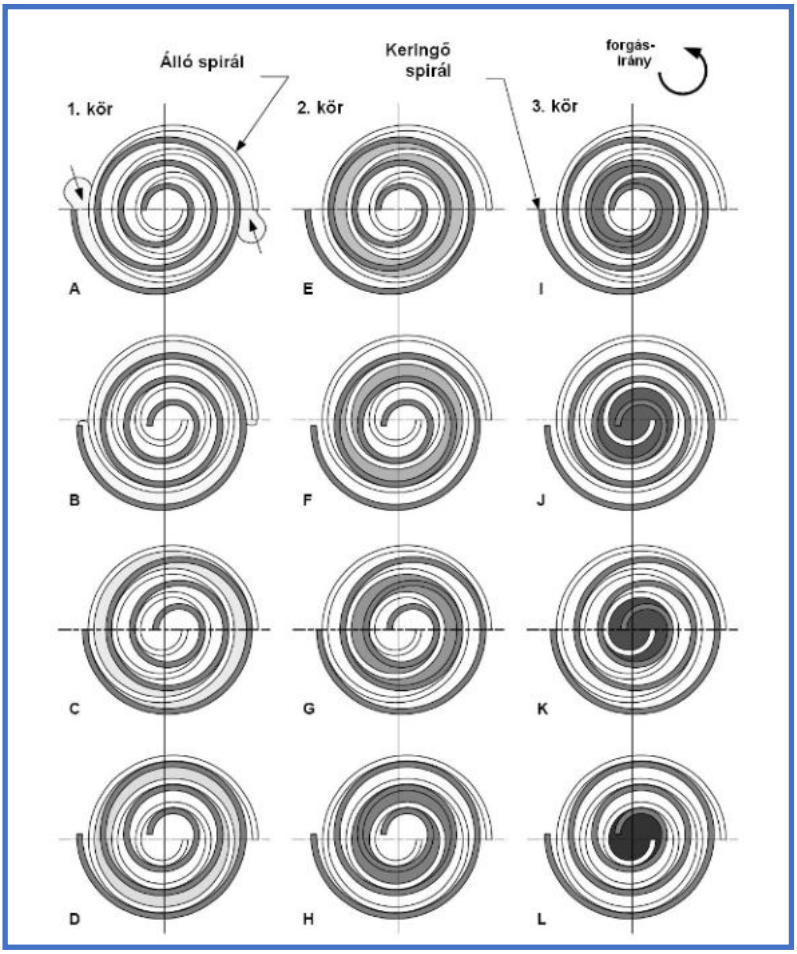
A kompresszor sűrítőkamráinak meghatározása

A spirálkompresszor két egymásba forduló spirális alakú alkatrészből áll, melyek egyike áll, a másik pedig mozog. A spirál alakja lehet evolvens, archimédeszi spirál, esetleg más hibrid görbe.

7.21. ábra. A Scroll kompresszor spriáljai

A két spirál teljesen azonos geometriával rendelkezik, az összerakáshoz azonban az egyiket át, majd 180°-kal el is kell fordítani. A mozgó alkatrészt egy excentrikus tengely hajtja egy speciális, ún. Oldham tengelykapcsolón keresztül, mely megakadályozza az elem forgását. Így az alsó mozgó spirál csak keringő mozgást végez. A gép működését a *7.22. ábra* segítségével mutatjuk be [45].

7.22. ábra. Scroll-kompresszor kompressziós folyamata [45]



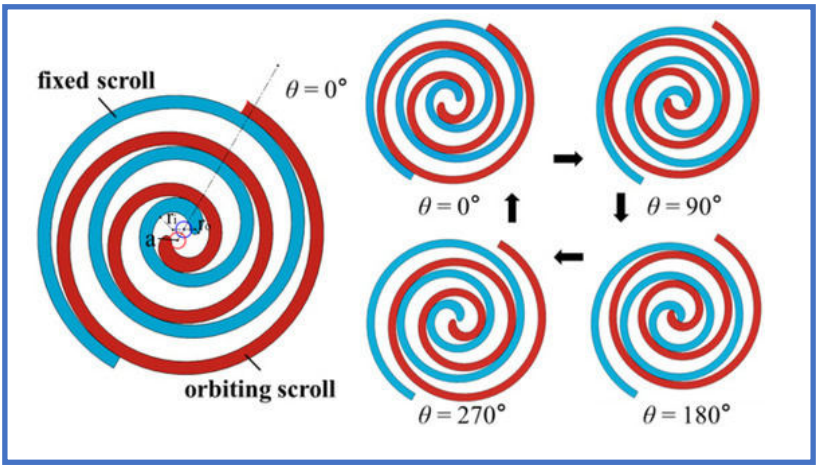
A spirálok összerakott állapotában a spirálok között zárt terek-kamrák alakulnak ki. Ahogy a mozgó spirál a rajzolt irányba kering, a rajzon láthatók a zárási pontok (ahol a spirálok elméletileg összeérnek), és ezáltal a kamrák is a kör közepe felé mozdulnak el. A csökkenő sugár következtében a spirálok közé bezárt térfogat csökken, így a szállított közeg nyomása nő, vagyis megvalósul a sűrítés. Az A helyzetben a két spirál teljesen nyitott állapotban van (a szívási ütem már tulajdonképpen a K pontban megkezdődött, amikor

a két spirál külső széle elvált egymástól), a C állapotban pedig az első zseb a keringés eredményeképp bezáródik, itt van az adott zseb szívási ütemének vége. Ebben az állapotban határozható meg a maximálisan beszívott térfogat (Vmax). A vizsgált első teljes fordulat végére ez a zseb már el is mozdul a középpontban elhelyezett kiömlő nyílás felé, a spirál vége pedig már kezd eltávolodni a másik spiráltól, újra teret nyitva így az alacsony nyomású közeg számára D. A második teljes fordulat során a vizsgált térfogatrész közelít a középpont felé, miközben nagysága csökken, a közeg nyomása pedig nő. A harmadik fordulat kezdetekor a vizsgált zseb éppen a középpont előtt van I. Amint a két spirál belső vége közötti zárás megszűnik J, a közeg a kiömlő nyíláson kiáramlik. A harmadik fordulat további részében a teljes kitolás valósul meg. A C és J állapotokhoz tartozó térfogatok aránya adja meg a térfogatviszonyt. Minden egyes új kör újra elindít egy ciklust, így egy adott időben a gépen belül három szimmetrikus, cápauszony alakú, de különböző (alacsony, közepes és nagy) nyomású tér van. Az A és L helyzet között teljesen folyamatos kompresszió valósul meg, egyenletes közegszállítást, nagyon alacsony zaj- és rezgéskibocsátást biztosítva [45].

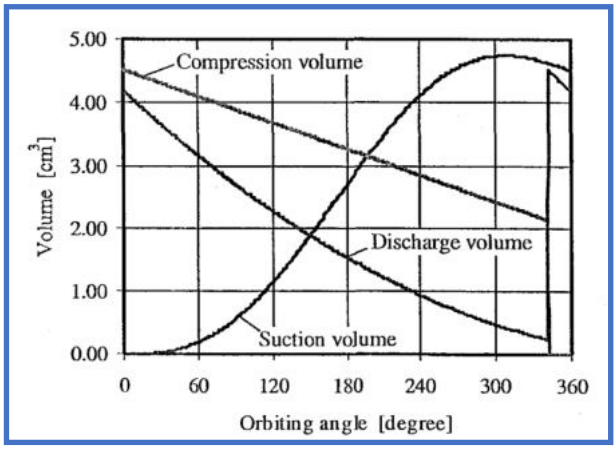
A kompresszorkamrák térfogatának kiszámítása

Az álló és a forgó spriálok helyzete látható a *7.23. ábrán* a forgási szög függvényében, míg a *7.24. ábrán* szívó, a kompresszor és a discharge kamrák térfogata a forgási szög függvényében.

7.23. ábra. A spirálok helyzete a forgási szög függvényében [46]



7.24. ábra. A szívó, a kompressziós és a kitolási térfogat a forgási szög függvényében [46]



A sűrítési folyamat alapegyenletei

Ahhoz, hogy a hűtőközeg hőmérsékletét, tömegét és nyomását meg tudjuk határozni minden egyes kamrába a forgási szög *(θ)* függvényében, valamint a nyomóági hőmérsékletet, entalpiát, tömegáramot és a kompressziós munkát nélkülözhetetlen, hogy definiáljuk a kompressziós folyamatot leíró vezérlő differenciálegyenletet, a hűtőközeg állapotegyenletét, a tömegmegmaradás egyenletét, valamint a hőátadási egyenleteket és a szivárgási egyenletet.

A hűtőközeg hőmérsékletének változása a forgási szög függvényében leírható az alábbi differenciálegyenlettel:

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{1}{mc}\left\{-T\left(\frac{dP}{dT}\right)_v\left[\frac{dV}{d\theta} - \frac{v}{\omega}(\dot{m}_{be} - \dot{m}_{ki})\right] - \sum\frac{\dot{m}_{be}}{\omega}(h - h_{be}) + \frac{\dot{Q}}{\omega}\right\} \tag{7.165}$$

$$\omega = \frac{d\theta}{dt} \tag{7.166}$$

A hűtőközeg állapotegyenlete:

$$P = P(T, v) \tag{7.167}$$

A tömegmegmaradás egyenlete:

$$\frac{dm}{d\theta} = \sum\frac{\dot{m}_{be}}{\omega} - \sum\frac{\dot{m}_{ki}}{\omega} \tag{7.168}$$

Ahol m a hűtőközeg tömege, Cv a hűtőközeg fajhője, P a hűtőközeg nyomása, v a fajhője, a kompresszor tengelyének szögsebessége, $\dot{m}_{be}$ és a $\dot{m}_{ki}$ be és kiáramló hűtőközeg tömegárama, *Q* a kamrában fellépő hőáram.

A beáramló hűtőközeg tömegárama

A szívógáz áramlási sebességét az áramlási egyenlete alapján számítjuk ki izentropikus áramlást feltételezve. Az összenyomható ideális gáz tömegárama:

$$\dot{m} = \psi \cdot A_s \sqrt{2p_h \cdot \rho_h} \sqrt{\frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_l}{p_h}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_l}{p_h}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} \tag{7.169}$$

$$\frac{p_l}{p_h} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \tag{7.170}$$

Ahol ψ áramlási tényező, p_h magas nyomású kamrában lévő hűtőközeg nyomása, p_l alacsony nyomású kamrában lévő hűtőközeg nyomása.

A beáramlott hűtőközeg hőátadása

A hőátadási folyamatot turbulens áramlásra, állandó hőmérsékletű és keresztmetszetű cső esetére modellezük. A hőátbocsátási tényező a következőképpen számítható ki (Incropera és Dewitt, 1996) [48]:

$$h_c = 0{,}23 \cdot \frac{k}{d_p} \cdot Re^{0{,}8} \cdot Pr^{0{,}4} \tag{7.171}$$

A kiáramló hűtőközeg hőmérsékletének meghatározására szolgáló egyenlet:

$$T_{s,o} = T_{cső} - \left(T_{cső} - T_{s,j}\right) exp\left(-\frac{\pi \cdot d_p \cdot L_p \cdot h_c}{\dot{m} \cdot c_p}\right) \tag{7.172}$$

A hűtőközeg és a csővezeték közötti hőátadás:

$$\dot{Q}_{cső} = \dot{m} \cdot c_p\left(T_{cső} - T_{s,j}\right) \cdot \left[1 - exp\left(-\frac{\pi \cdot d_p \cdot L_p \cdot h_c}{\dot{m} \cdot c_p}\right)\right] \tag{7.173}$$

Ahol a $T_{s,j}$ beáramló hűtőközeg hőmérséklete, $T_{cső}$ csővezeték hőmérséklete, L_p csővezeték hossza.

A konvektív hőátadás a spirálok között

A szívás, kompresszió és discharge folyamat során a hűtőközeg és a spirálok között hőátadás jön létre. A hőátadás kihatással van a hűtőközeg nyomására, hőmérsékletére és a tömegáramat is befolyásolja. A kompresszor teljesítményére gyakorolt hatásának objektív és pontos meghatározása céljából a konvektív hőátadás meghatározását szolgáló modell:

$$h_c = 0{,}23 \cdot \frac{k}{d_{ef}} \cdot Re^{0{,}8} \cdot Pr^{0{,}4} \left(1 + 1{,}77 \frac{d_{ef}}{R_{atl}}\right) \cdot (1 + 8{,}48[1 - exp(-5{,}35St)]) \tag{7.174}$$

A hidraulikus átmérő meghatározása:

$$d_{ef} = \frac{4V}{A} \tag{7.175}$$

A kamra evolvensének átlagos sugara:

$$R_{atl} = r_b \left[\frac{(\varphi_k - \frac{\pi}{2}) + (\varphi_{k-1} - \frac{\pi}{2})}{2}\right] \tag{7.176}$$

Ahol V a kamra térfogata, A a felülete, r_b a spirál sugara, ϕ_k és ϕ_{k-1} evolvens szöge.

A spirál hőmérsékletének eloszlása az evolvens szög függvényében:

$$T(\varphi) = \frac{\Delta T}{\Delta \varphi} \cdot (\varphi - \varphi_1) + T_{s1} \tag{7.177}$$

Ahol a T_{s1} a spirál hőmérséklete a ϕ_1 evolvens szögnél.

Az átadott hőmennyiség:

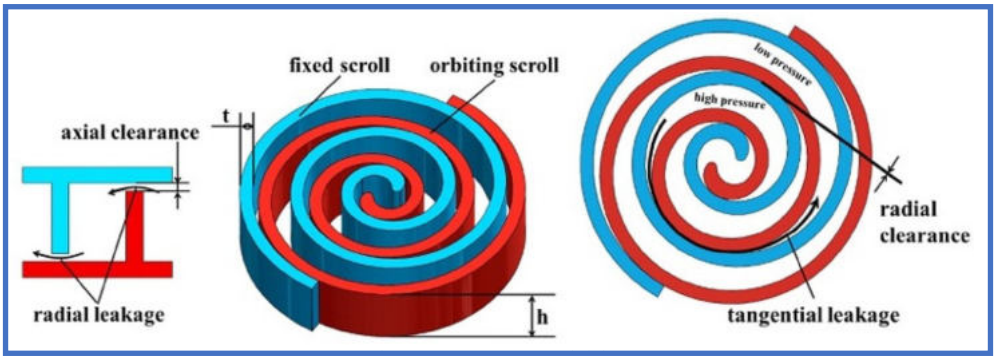
$$\dot{Q} = h_c \int [T(\varphi) - T(k,j)] \cdot dA \tag{7.178}$$

Ahol a T(k,j) a hőmérséklet ϕ_j forgási szögnél a *k*-dik kamrában.

Szivárgás

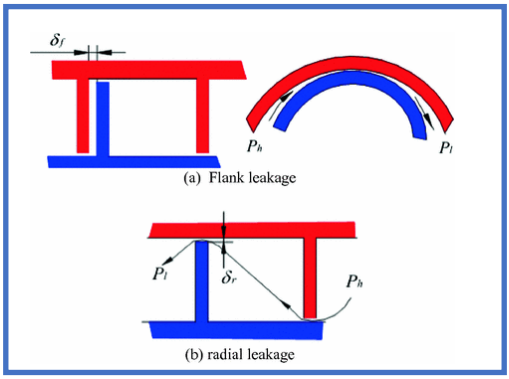
A Scroll kompresszorokban a szivárgás két módon történhet oldalsó, azaz axiális és radiális szivárgása, amint az ábrán látható. Az oldalsó és radiális szivárgás nagymértékben befolyásolja a Scroll kompresszor teljesítményét. Szivárgás alacsonyabb tömegáram, és nagyobb teljesítményfelvételt eredményez.

7.25. ábra. Szivárgás a spirálok között [47]



Annak érdekében, hogy kiszámítsuk a magas nyomású kamrából a alacsony nyomású kamrába történő szivárgás mértékét, ki kell számolni az áramlási kanális szélességét.

7.26. ábra. Radiális és axiális szivárgás a spirálok között [47]



Az oldalrés áramlási felülete a következőképpen fejezhető ki:

$$A_f = h \cdot \delta_f \tag{7.179}$$

A Scroll kompresszor gyártója által megadott, az összeszerelés és a termikus deformáció által keletkezett oldalrés mérete a következőképpen fejezhető ki

$$\delta_f = -9{,}615 \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{P_h}{P_l} - 1{,}67\right) + 20 \cdot 10^{-6} \tag{7.180}$$

A radiális rés áramlási felülete a következőképpen kifejezhető:

$$A_r = \delta_r \cdot L_r \tag{7.181}$$

Ahol L_r a szivárgás hossza.
A radiális rés mérete:

$$\delta_r = 1{,}1 \cdot 10^{-6} \cdot \left(\frac{P_h}{P_l} - 1{,}67\right) + 10^{-6} \tag{7.182}$$

A tömegáram, entalpia és kompressziómunka

A tömegáram kiszámítása a sűrítési tartományból kibocsátott tömegmennyiség és az idő függvénye.

$$\dot{m} = rps \cdot \sum_{j=1}^{max} \dot{m}_{sűr,j} \cdot \Delta\theta \tag{7.183}$$

A sűrített hűtőközeg átlagos entalpiája a következő egyenlettel számítható ki:

$$h_{ny} = \frac{\sum_{j=1}^{max} \dot{m}_{sűr,j} \cdot h_{dis,j} \cdot \Delta\theta}{\sum_{j=1}^{max} \dot{m}_{sűr,j} \cdot \Delta\theta} \tag{7.184}$$

$$\dot{W} = \dot{m}(h_{ny} - h_{sz}) - \dot{Q}_{átlag,alu} - \dot{Q}_{átlag,acél} \tag{7.185}$$

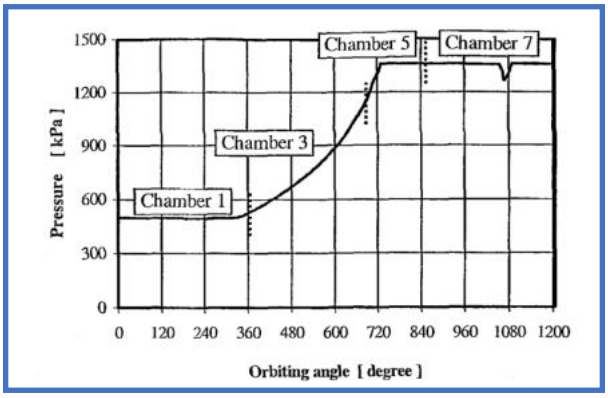
Átlagos hőátadás az alumínium és az acél spirálokról a hűtőközegnek:

$$\dot{Q}_{átlag,alu} = rps \cdot \sum_{j=1}^{max} \dot{Q}_{alu,j} \cdot \frac{\Delta\theta}{\omega} \tag{7.186}$$

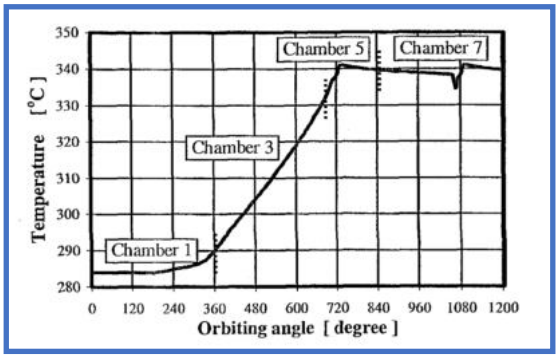
$$\dot{Q}_{átlag,acél} = rps \cdot \sum_{j=1}^{max} \dot{Q}_{acél,j} \cdot \frac{\Delta\theta}{\omega} \tag{7.187}$$

Végezetül áttekintjük a hűtőközeg nyomásának és hőmérsékletének változását a kamrákban. A numerikus szimuláció alapját bemutatott vezérlő-egyenletek képezik.

7.27. ábra. A hűtőközeg nyomásának változása a forgási szög függvényében [46]



7.28. ábra. A hűtőközeg hőmérsékletének változása a forgási szög függvényében [46]



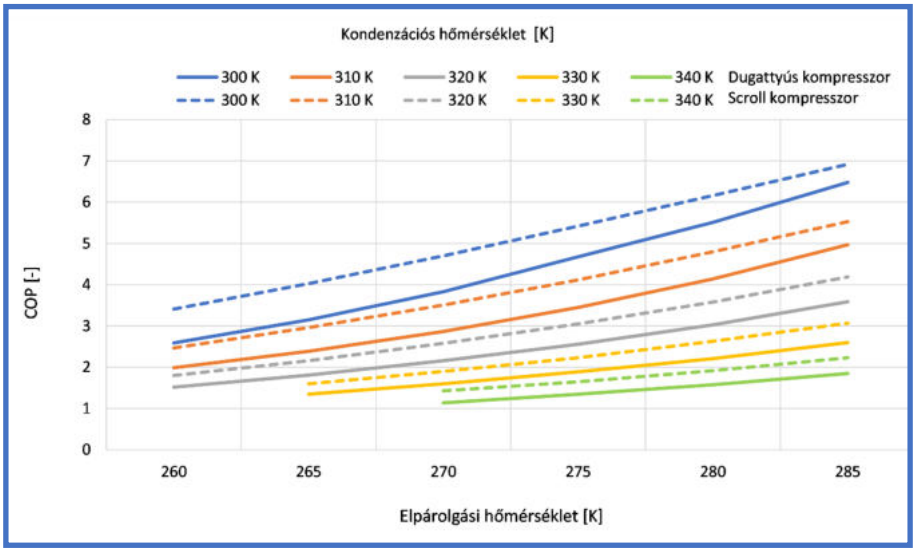
7.2.3. A Scroll és a dugattyús kompresszorok összehasonlítása

A következőekben összehasonlítottuk a dugattyús és a Scroll tipusú kompresszort, a következő szimulációs környezet mellett:

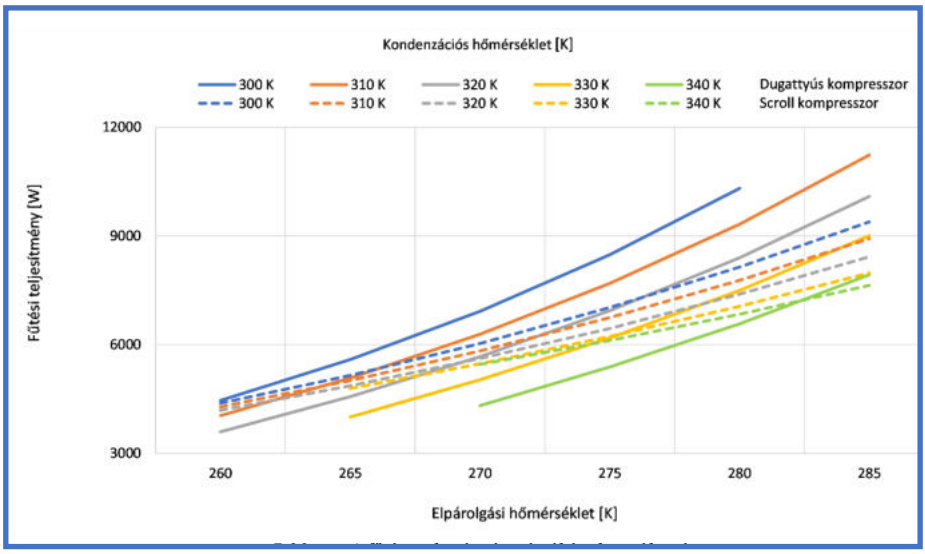
– hűtőközeg: R407C,
– fűtési teljesítmény 5000 W,
– elpárolgási hőmérséklet: 260–285K,
– túlhevített hőmérséklet: 8K,
– kondenzációs hőmérséklet: 300–340 K,
– utóhűtés: 2K,
– tápellátás: 50Hz.

A szimulációhoz felhasználtuk a Danfoss Coolsector 2, verzió 5.2.1. programcsomagját.

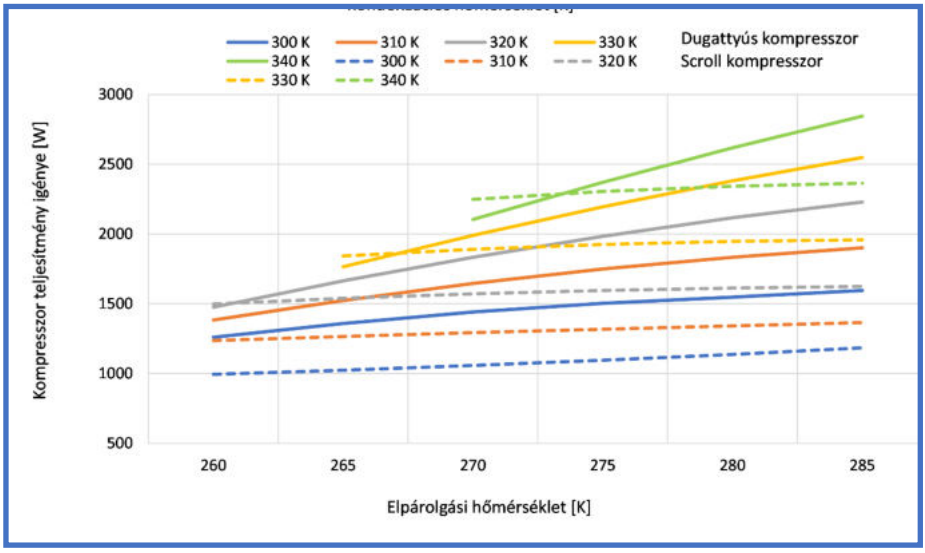
7.29. ábra. A COP-értékének változása



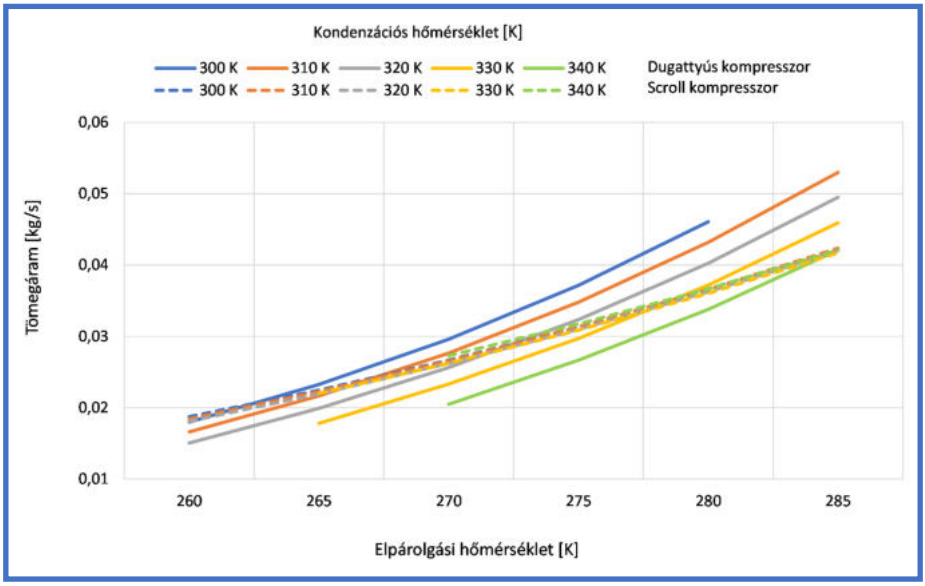
7.30. ábra. A kompresszor energiaigénye



7.31. ábra. A tömegáram értékének változása



7.32. ábra A tömegáram értékének változása



Vizsgálataink során [49] a kompresszoros hőszivattyú energetikai jellemzőit hasonlítottuk össze dugattyús és Scroll típusú kompresszorok üzemeltetése mellett. A hűtőközeg típusa az R407C volt. A hőszivattyús rendszer energetikai jellemzőit 300 K és 340 K közötti kondenzátor hőmérsékleten és 260 K és 285 K közötti párolgási hőmérsékleten hasonlítottuk össze állandósult állapotú körülmények között.

A Scroll kompresszorral üzemelő hőszivattyús rendszer COP-értékei magasabbak, mint a dugattyús kompresszor esetében. A *7.29. ábrán* láthatóak az eltérések, amelyek 11,27% és 31,66% között voltak. A hőszivattyú fűtőteljesítményét az *7.30. ábra* mutatja. Elmondható, hogy a dugattyús kompresszorral működő hőszivattyú fűtőteljesítménye nagyobb, mint a Scroll típusú kompresszorral működőé, kivéve a 340K kondenzációs hőmérsékletet, az átlagos eltérés 1,4% és 20,56% között van. Alacsony, 260K párolgási hőmérsékleten és 300K és 310K kondenzációs hőmérsékleten a fűtőteljesítmény értéke közel azonos.

A dugattyús kompresszor energiafogyasztása magasabb, 7,11% és 35,25% között mozog, mint a Scroll kompresszoré, amelyet a *7.31. ábra* mutat be. Megfigyelhető, hogy a kondenzációs hőmérséklet emelkedésével a két típusú kompresszor teljesítményfelvételének különbsége csökken. Tc=310 K kondenzációs hőmérsékleten az átlagos eltérés 35,25%, Tc=320 K esetén már 19,36% az átlagos eltérés a két kompresszor teljesítményfelvételének értékei között, míg Tc=340 K esetén az átlagos eltérés mindössze 10,31%.

Továbbá 260 K párolgási és 320 K kondenzációs hőmérsékleten a kompresszorok teljesítményfelvétele közel azonos, míg 330 K és 340 K kondenzációs hőmérsékleten a Scroll típusú kompresszor fogyasztása már magasabb. 275 K-nél magasabb párolgási hőmérsékleten azonban a dugattyús kompresszor ismét több energiát igényel.

A hűtőközeg tömegáramát a *7.32. ábra* mutatja. A dugattyús kompresszor esetén a párolgási és kondenzációs hőmérséklet függvényében a hűtőközeg tömegárama folyamatosan növekszik, míg a Scroll típusú kompresszornál a kondenzációs hőmérséklet hatása a hűtőközeg áramlására igen csekély.

7.3. A KONDENZÁTOR

Az elpárologtató modelljéhez hasonlóan a kondenzátort alkotó mérlegegyenleteket is az energiamérleg alapján írtuk fel.

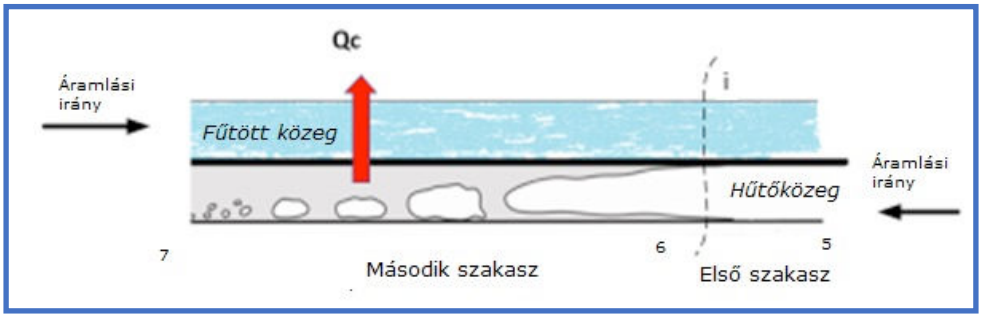
A kondenzátor csöveiben áramló hűtőközeg a hőleadó. A hűtőközeg hőleadás közben két részre osztható, túlhevített gőz és kondenzáció szakaszokra. A matematikai modell követi az említett fizikai eloszlást. A két szakasz matematikailag egy belső peremen kapcsolódik egymáshoz. A kapcsolódási pont helyét a gőzhűtés intenzitása határozza meg. A kondenzátor köpenyterében a hőfelvétel játszódik, a fűtött közeg hőt vesz fel a hűtőközegtől [50].

A kondenzátor mérlegegyenletei

A hőmérleg veszteségmentes esetre:

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_r = \dot{Q}_{fv} \tag{7.188}$$

7.33. ábra. A hűtőközeg és a fűtött közeg között megvalósuló hőátadás



– Első szakasz, az 5–6 pontok között (7.33. ábra):

A túlhevített fázisú hűtőközeg által leadott hő:

$$\dot{Q}_{I,r} = \dot{m}_r \cdot c_{p_r} \cdot \left(T_{r,5} - T_{r,6}\right) \tag{7.189}$$

A kondenzátoron átszármaztatott hőmennyiség:

$$\dot{Q}_I = U_I \cdot A_I \cdot \Delta T_{lm,I} \tag{7.190}$$

A fűtött közeg által felvett hőmennyiség:

$$\dot{Q}_{I,fv} = \dot{m}_{fv} \cdot c_{p_{fv}} \cdot \left(T_{fv,be} - T_{v,fi}\right) \tag{7.191}$$

ahol a $T_{fv,i}$ a fűtött közeg hőmérséklete a belső peremen.

– Második szakasz, a 6–7 pontok között (7.33. ábra):

A kétfázisú hűtőközeg által leadott hőmennyiség – kondenzációs szakasz:

$$\dot{Q}_{II,r} = \dot{m}_r \cdot \left(h_{r,2} - h_{r,1}\right). \tag{7.192}$$

A kondenzátoron átszármaztatott hőmennyiség:

$$\dot{Q}_{II} = U_{II} \cdot A_{II} \cdot \Delta T_{lm,II}. \tag{7.193}$$

A fűtött közeg által felvett hőmennyiség:

$$\dot{Q}_{II,fv} = \dot{m}_{fv} \cdot c_{p_{fv}} \cdot \left(T_{fv,i} - T_{fv,ki}\right) \tag{7.194}$$

– A kondenzátor teljes felületét tekintve az 5–7 pontok között (7.33. ábra):

A hűtőközeg közeg által leadott hőmennyiség a kondenzátor teljes felületén

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_r = \dot{Q}_{I,r} + \dot{Q}_{II,r} \tag{7.195}$$

A fűtött közeg által felvett hőmennyiség a kondenzátor teljes felületén

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_{f,v} = \dot{Q}_{I,fv} + \dot{Q}_{II,fv} \tag{7.196}$$

A kondenzátor teljes felülete:

$$\mathrm{A}_c = \mathrm{A}_I + \mathrm{A}_{II} \tag{7.197}$$

A kondenzátor segédegyenletei

– Első szakasz, az 5–6 pontok között (7.34. ábra):

Logaritmikus közepes hőmérséklet-különbség:

$$\Delta T_{lm,I} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} = \frac{(T_{r,5} - T_{fv,ki}) - (T_{r,6} - T_{fv,i})}{ln\frac{(T_{r,5} - T_{fv,ki})}{(T_{r,6} - T_{fv,i})}} \tag{7.198}$$

Hőátbocsátási tényező:

$$U_I = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{fv}} + \frac{d_i}{2 \cdot \lambda} ln\frac{d_o}{d_i} + \frac{d_i}{d_o \cdot \alpha_r}} \tag{7.199}$$

– Második szakasz, a 6-7 pontok között (7.34. ábra):

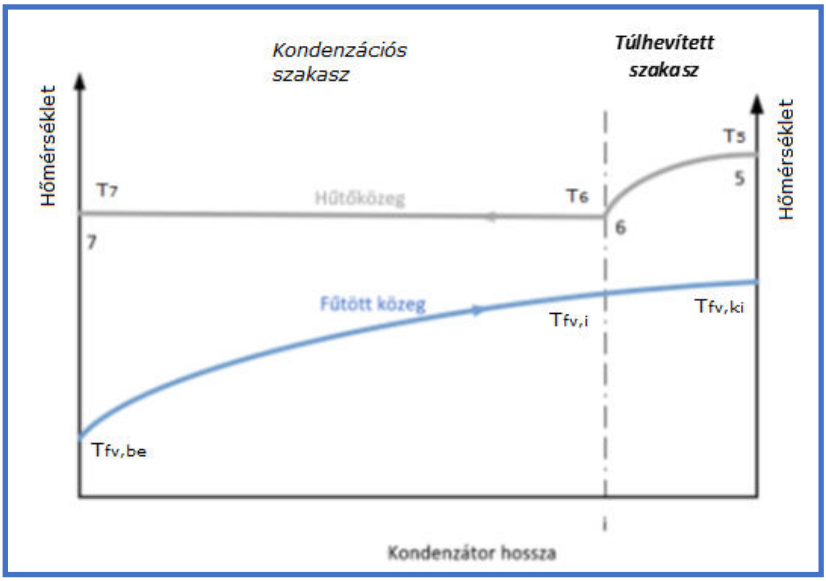
Logaritmikus közepes hőmérséklet-különbség:

$$\Delta T_{lm,II} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} = \frac{(T_{r,7} - T_{fv,be}) - (T_{r,6} - T_{fv,i})}{ln\frac{(T_{r,7} - T_{fv,be})}{(T_{r,6} - T_{fv,i})}} \tag{7.200}$$

Hőátbocsátási tényező:

$$U_{II} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{fv}} + \frac{d_i}{2 \cdot \lambda} ln\frac{d_o}{d_i} + \frac{d_i}{d_o \cdot \alpha_r}} \tag{7.201}$$

7.34. ábra. A közegek hőmérséklet eloszlása



– Első szakasz, az 5–6 pontok között (7.34. ábra):

A kondenzátor csöveiben áramló kétfázisú hűtőközeg hőátadási tényezőjének meghatározására szolgáló egyenletek a 7.3.1. fejezetben található, azonban ezek az egyenletek a gőztartalom függvényében változnak. Mivel a kondenzátor matematikai modellje koncentrált paraméterű, a hőátbocsátási egyenletben szereplő hőátadási tényezõk is állandóak.

– Második szakasz, a 2–3 pontok között (7.34. ábra):

A csőben áramló gőzfázisú hűtőközeg hőátadási tényezőjének meghatározására szolgáló egyenletek és a kondenzátor köpenyterében áramló fűtött közeg hőátadási tényezőjét meghatározó képletek szintén a *7.3.1. fejezet*ben találhatóak.

A bemutatott modellekre jellemző, hogy figyelembe veszik a hőcserélők körszegmens terelőlemezei körüli kialakult bonyolult áramlást. Segédfüggvények segítségével pedig figyelembe veszik a köpenytérben áramló (főáram) közeg többszöri irányváltoztatását, továbbá a közeg egy részének a csövek és a köpeny melletti réseken (résáram) történő áramlásából származó hőátadást, valamint a közeg egy részének a kötegen keresztül áramlásából (elkerülő, bypass-áram) származó hőátadást. A szakirodalomban igen elterjedt modellek, jellemzőjük a nagy pontosság és az összetettség.

7.3.1. Az egy- és kétfázisú hűtőközegek hőátadási tényezőjét meghatározó modellek ismertetése

A hőszivattyú kondenzátorának csöveiben áramló gőzfázisú, túlhevített hűtőközeg hőátadási tényező értékének meghatározására szolgáló korrelációk teljes mértékben megegyeznek az elpárologtató túlhevített gőzfázisú közeg meghatározására szolgáló matematikai modellekkel. Tehát ezen hőátadási korrelációk használhatók mind az elpárologtató, mind pedig a kondenzátorban áramló egyfázisú, túlhevített gőz hőátadási tényezőjének meghatározására.

A hőszivattyú kondenzátorában a kétfázisú hőátadási folyamatok számítására kifejlesztett képletek érvényessége és korlátai sok esetben nem ismertek. Kutatásaink során [51, 52], megvizsgáltuk a használatos kondenzációs modelleket és azok érvényességi tartományait és a *7.11. táblázat*ban.

7.11. táblázat. Kondenzációs hőátadási modellek

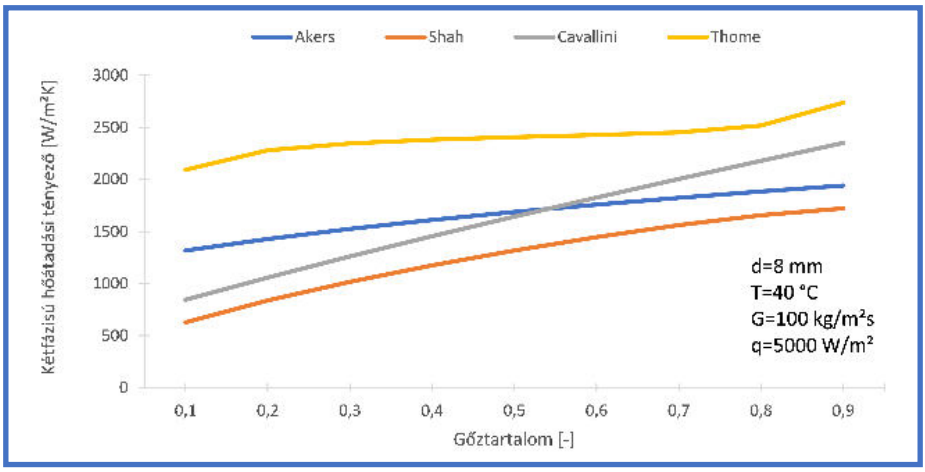
Szerző	Érvényességi tartomány	Egyenletek	Egyenl.
Akers, Deans, Crosser (1959) [53]	$Re_l > 5000$ $Re_v > 20000$	$Nu = \frac{\alpha \cdot D_i}{\lambda_l} = C \cdot Re_e^n \cdot Pr_l^{\frac{1}{3}}$	(7.202)
		$C = 0.0265, n = 0.8\ for\ Re_e > 5 \cdot 10^4$	(7.203)
		$C = 5.03, n = \frac{1}{3}\ for\ Re_e < 5 \cdot 10^4$	(7.204)
		$Re_e = \frac{D_i \cdot G_e}{\mu_l}$	(7.205)
		$G_e = G \cdot \left[(1-x) + x \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0.5}\right]$	(7.206)
Shah (1979) [54]	R11, R12, R22, R113, metanol, etanol, benzene, toluen, trihloroetilen $7 < D < 40\ mm$ $11 < G < 211 \frac{kg}{m^2 s}$ $21 < T < 310$ °C $3 < v < 300 \frac{m}{s}$, $Re > 350$	$\alpha_{tp} = \alpha_l \cdot \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8 \cdot x^{0.76} \cdot (1-x)^{0.04}}{Pr^{0.38}}\right]$	(7.207)
		$\alpha_l = 0.023 \cdot \frac{\lambda_l}{d} \cdot Re_l^{0.8} \cdot Pr^{0.43}$	(7.208)
Cavallini-Zecchini (1979) [55]	R11, R12, R21, R22, R113, R1114 $7000 < Re_l < 53000$ $11 < \frac{\mu_g}{\mu_f} < 314$ $3.1 < D < 21.4\ mm$	$\alpha_{tp} = 0.05 \cdot \frac{\lambda_l}{d} \cdot Re_{eq}^{0.8} \cdot Pr^{0.33}$	(7.209)
		$Re_q = Re_{lo} + \left(\frac{\mu_g}{\mu_f}\right) \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)^{0.5} \cdot Re_g$	(7.210)
Thome et al. (2003) [56]	R11, R12, R113, R32/R125, propan, a-butan, izobutan $24 < G < 1022 \frac{kg}{m^2 s}$ $0.03 < x < 0.97$	$\alpha_{tp} = \frac{\alpha_f \cdot \Theta + (2 \cdot \pi - \Theta) \cdot \alpha_c}{2 \cdot \pi}$	(7.211)
		$\alpha_c = 0.003 \cdot Re_l^{0.74} \cdot Pr_l^{0.5} \cdot \frac{\lambda_l}{\varrho} \cdot f$	(7.212)
		$\alpha_f = 0.728 \cdot \left[\frac{\varrho_l \cdot (\varrho_l - \varrho_v) \cdot g \cdot h \cdot \lambda_l^3}{\mu_l \cdot d \cdot (T_{sat} - T_w)}\right]^{1/4}$	(7.213)

A következő *7.35.–7.38. ábrákon* kielemzem a kondenzációs hőátadási tényező értékeinek változását:

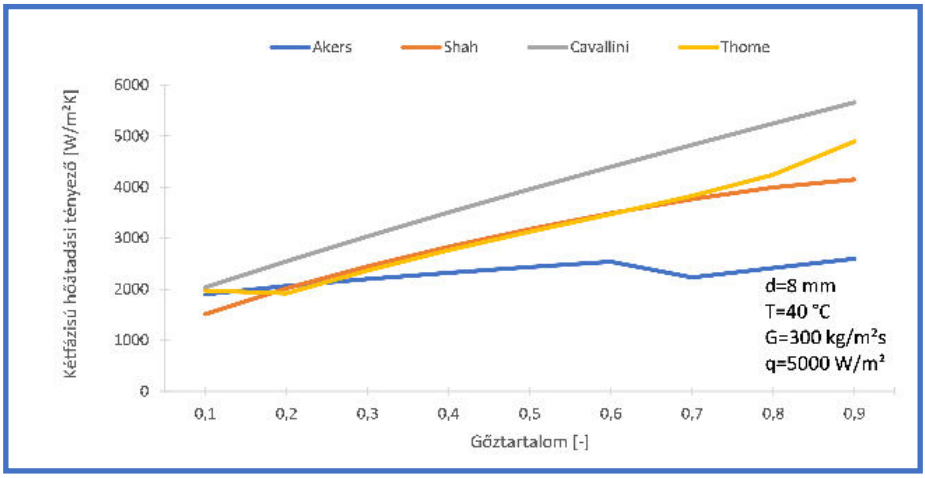
– A gőztartalom függvényében.
– A hőmérséklet függvényében.
– A hőáram sűrűség függvényében.

Az elemzés során felhasznált modelleket a *7.11. táblázatban* foglaltuk össze.

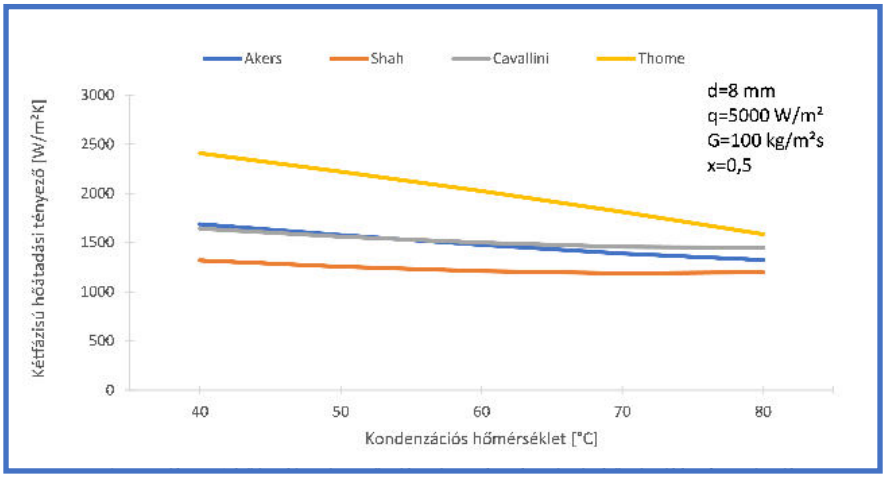
7.35. ábra. A hőátadási tényező változása a gőztartalom függvényében, ha a hűtőközeg tömegáram sebessége: G=100 /(kg/(m² s)



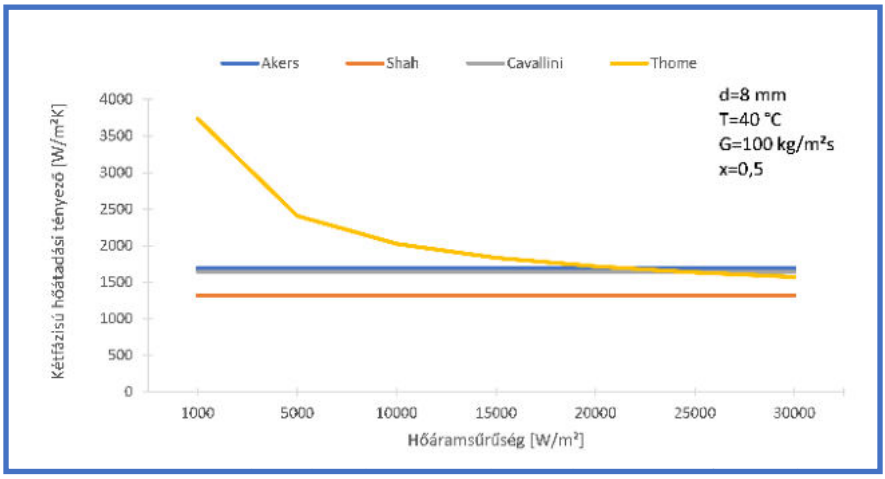
7.36. ábra. A hőátadási tényező változása a gőztartalom függvényében, ha a hűtőközeg tömegáram sebessége: G=300 /(kg/(m² s)



7.37. ábra. A hőátadási tényező változása a kondenzációs hőmérséklet függvényében



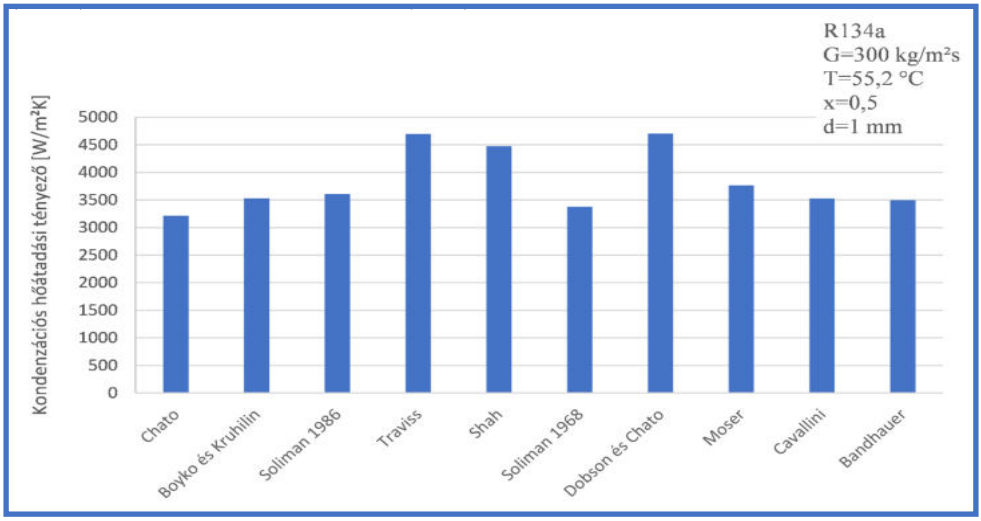
7.38. ábra. A hőátadási tényező változása a hőáramsűrűség függvényében



A vizsgált modellek struktúrái és a folyamatok jellemzőire kapott eredmények rendkívüli mértékű szórást mutatnak. Miközben a hőszivattyú elemeiben végbemenő jelenségek leírása, fizikai és matematikai modellezése igen sokat fejlődött, és a megoldások pontossága matematikai értelemben tetszőleges mértékben növelhető, eközben a hűtőközeg áramlása során a hőátadási folyamatok, a hőátadási tényezők változásának leírása a gőztartalom függvényében meglehetősen bizonytalan. Ugyanakkor ezeknek a tényezőknek

a befolyása a megoldás pontosságára igen nagy. Ezt bizonyítja a következő ábra, ahol további hőátadási tényező meghatározására szolgáló modelleket vizsgáltuk azonos feltételek mellett, viszont ezen modellek érvényességi tartománya igen szerteágazó. A vizsgált hőátadási modelleket [57]: Shah (1979), Soliman és társai (1968), Soliman (1986), Traviss és társai (1973), Dobson és Chato (1998), Moser és társai (1998), Chato (1962), Boyko és Kruzhilin (1967), Cavallini és társai (2002a), valamint Bandhauer és társai (2005) kutatták.

7.39. ábra. A kondenzációs hőátadási tényező értékei különböző szerzők szerint



A *7.39. ábrá*ból látható, hogy jelentős eltérések vannak a különböző modellekből nyert hőátadási tényezők értékei között. Az eltérések legfőbb oka az, hogy a legtöbb összefüggést alkalmazhatósági tartományukon kívül alkalmaztuk, akár a hőmérséklet, de akár a tömegáram sűrűség, vagy akár például a Weber- és Froude-számok kívül estek az alkalmazhatósági határokon. A nem megfelelő csőátmérő is jelentős hatással lehet az eredmény pontosságára. El kell mondani, hogy a modellek pontossága és alkalmazhatósága nagymértékben javulna, ha ismernénk a mérési bizonytalanságot, azaz a szerzők közölnék az egyenletre vonatkozó konfidencia-intervallumot.

7.3.2. A kondenzációs áramlási kép meghatározása

A kondenzációs áramlási kép meghatározására számos matematikai modell ismert a szakirodalomban. Egyik igen elterjedt módszert mutatott be El Hajal, Thome és Cavallini [43], amely a Kattan, Thome és Favrat [40] térképének kissé módosított változata, amely valójában az elpárolgás és adiabatikus áramlások kis átmérőjű vízszintes csöveire érvényes. Thome és El Hajal [43] leegyszerűsítette az áramlásikép-térkép meghatározását, azáltal, hogy figyelembe vette a térfogati arányt.

A vizszintes csőben áramló kétfázisú hűtőközeg öt fő áramlási képe El Hajal és szerzőtársai szerint:

– gyűrűs áramlás,
– szakaszos áramlás,
– ködös áramlás,
– réteges-hullámos áramlás,
– réteges áramlás.

A szakaszos áramlás mind a dugós, mind a pangó áramlási formára vonatkozik (lényegében rétegzett-hullámos áramlási kép, nagy amplitúdójú hullámokkal, amelyek mossák a cső tetejét). A rétegzett-hullámos áramlást a szakirodalom gyakran egyszerűen hullámos áramlásnak is nevezi.

Rétegek közötti szög kiszámolható a gőz és a folyadék térfogat hányadából Biberg [57] szerint:

$$P_D = sin\left(\frac{2\pi-\theta_{réteges}}{2}\right) \tag{7.214}$$

Átmeneti határgörbe a réteges áramlási képből a réteges-hullásos áramlási formába:

$$G_{réteges} = \left(\frac{226.2\cdot A^2{}_{vd}\cdot A^2{}_{vd}\cdot\rho_v\cdot(\rho_l-\rho_v)\cdot\mu_l\cdot g\cdot cos\,\phi}{x^2\cdot(1-x)\cdot\pi^3}\right)^{1/3} \tag{7.215}$$

Átmeneti határgörbe a réteges áramlásból a szakaszos/gyűrűs áramlási képbe: (7.216)

$$G_{hullámos} = \left(\frac{16\cdot A^3{}_{vd}\cdot g\cdot D\cdot\rho_l\cdot\rho_v}{x^2\cdot\pi^2\cdot(1-(2\cdot\alpha_{ld}-1)^2)^{0.5}}\cdot\left[\frac{\pi^2}{25\cdot\alpha^2{}_{ld}}\cdot(1-x)^{-F_1}\cdot\left(\frac{We}{Fr}\right)^{-F_2}+\frac{1}{cos\,\phi}\right]\right)^{0,5}+50$$

Átmeneti határgörbe a gyűrűs áramlási képből a köd áramlási képbe:

$$G_{köd} = \left(\frac{7680\cdot A^2{}_{vd}\cdot g\cdot D\cdot\rho_v\cdot\rho_l}{x^2\cdot\zeta_{ph}\cdot\pi^2}\cdot\left(\frac{We}{Fr}\right)_l\right)^{0.5} \tag{7.217}$$

Átmeneti határgörbe a gyűrűs áramlási képből a szakaszos áramlási képbe:

$$X_{IA} = \left[\left(0.34^{1/0.875}\cdot\left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{-1/1.75}\cdot\left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{-1/7}\right)+1\right]^{-1} \tag{7.218}$$

Kutatásunk során [40] egy számítási példa keretében vizsgáltuk a kondenzálódó hűtőközeg áramlási képének változását a gőztartalom és az áramlási sebesség függvényében. A matematiai modell bemenő adatai:

– hűtőközeg: R134a,

– tömegáram sebesség: $G = 100\ \left(\frac{kg}{m^2 s}\right)$,

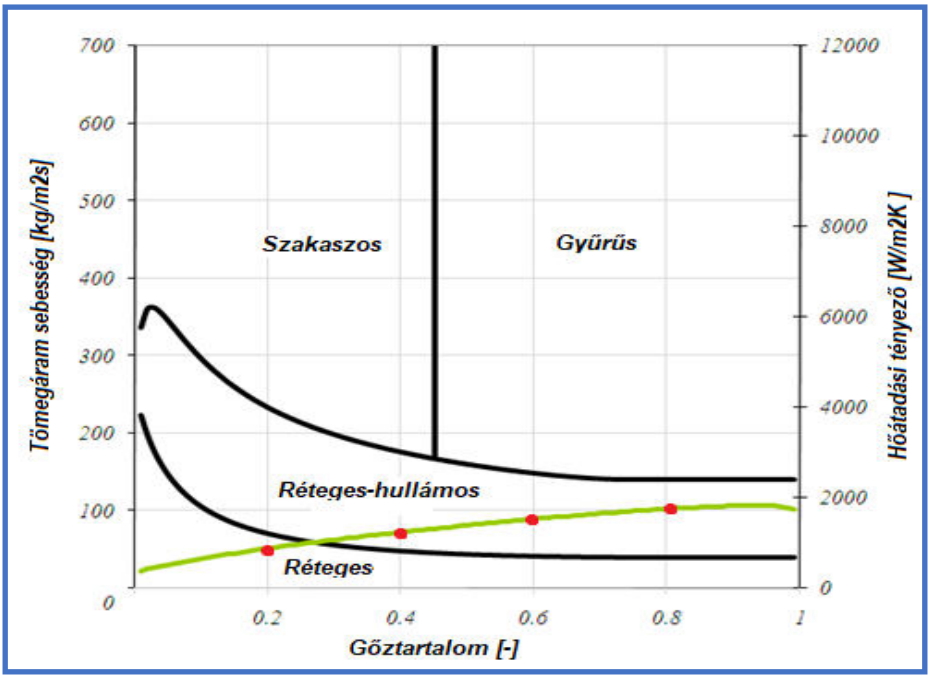
– gőztartalom: $x = 0 - 1\ (-)$,

– csőátmérő: $d = 6\ (mm)$,

– kondenzációs hőmérséklet: $t_c = 40\ (°C)$,

– hőáramsűrűség: $q = 3000\ \left(\frac{W}{m^2}\right)$.

7.40. ábra. Kondenzációs áramlásikép-térkép és hőátadási tényező értékének változása a gőztartalom függvényében



A fenti ábrán láthatjuk, hogy alacsony tömegáram-sebességnél a gyűrűs áramlás nem jelenik meg, hanem az egész kondenzátor hosszán a réteges, illetve a réteges hullámzás áramlási forma van jelen. Magasabb áramlási sebességnél viszont már a szakaszos és a gyűrűs áramlás a fő áramlási forma. Megfigyelhető, hogy a gyűrűs áramlásnál a hőátadási tényező értéke nagyságrendileg nagyobb mint a réteges áramlási kép esetében.

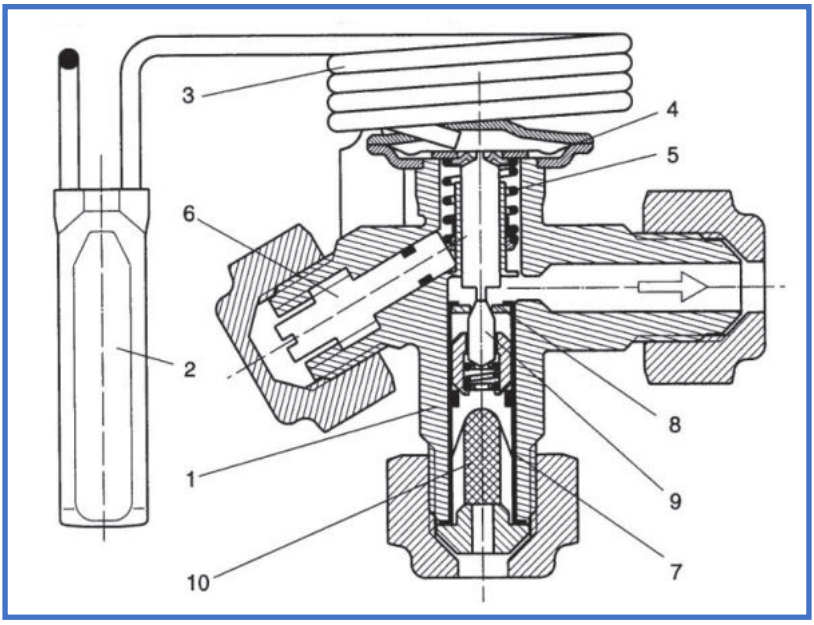
7.4. A FOJTÓSZELEP

Az expanziós szelep a hőszivattyúban az a részegység, amely a telített hűtőfolyadék nyomását az elpárologtatási nyomásra csökkenti, illetve a megfelelő mértékű hűtőközeg mennyiséget juttatja az elpárologtatóba, amellyel biztosítja a körfolyamat zavartalan működését. A következő *7.41. ábrán* egy belső kiegyenlítésű, folyadékkal töltött termoexpanziós (TEV) szelep

látható, amelyek a kereskedelemi hűtőrenszerekben használatosak. A termoexpanziós szelepek a következő feladatot kell, hogy ellássák:

– A rajtuk keresztüláramló hűtőközeg nyomásának csökkentése a p_c kondenzációs nyomásról a p_0 elpárolgási nyomásra;
– Az elpárologtatóba a helyes működéshez (elárasztásához) szükséges megfelelő hűtőközeg mennyiség beadagolása; túlhevítés mértéke 5–10K.
– Üzemszünetben a kondenzátor és az elpárologtató közötti csővezeték szakasz lezárása.

7.41. ábra. Termoexpanziós szelep [59]



A expanziós szelep hőteljesítményét a következő képlettel lehet meghatározni:

$$\dot{Q}_{exp} = \dot{m}_r \cdot \dot{q}_o \tag{7.219}$$

ahol $\dot{Q}_{exp}$ a fojtószelep hőteljesítménye, $\dot{m}_r$ pedig a fojtószelep által átengedett hűtőközeg tömegárama, $\dot{q}_o$ fajlagos elpárolgási teljesítmény.

$$\dot{Q}_{exp} = C\sqrt{\rho_r(p_c - p_e)} \cdot [h_e - h_c] \tag{7.220}$$

Az expanziós szelepen átáramló hűtőközeg tömegárama:

$$\dot{m}_r = C\sqrt{\rho_r(p_c - p_e)} \tag{7.221}$$

Az erőegyensúlyi feltételt felírva a szelep rugós rendszerére:

$$(p_t - p_e) \cong C \cdot (t_t - t_o) = C \cdot \Delta t_t \tag{7.222}$$

Ahol a C egy állandó rugóarányossági tényező.
Az adagoló nyitását a túlhevítés mértéke szabja meg:

$$\Delta t_t = (t_t - t_o) \tag{7.223}$$

A rugóerő nagysága egy kezdeti feltételtől (FR) és hosszváltozástól függ:

$$F_R = F_{RO} + \Delta H \cdot D \tag{7.224}$$

Ahol a D rugóállandó.
Az egyensúlyi feltétel:

$$F_{pt} - F_{po} = F_R \tag{7.225}$$

A membránra ható hűtőközeg nyomásból származó erők az A membrán-felülettel arányos:

$$(p_t - p_o) \cdot A = A \cdot C \cdot \Delta t_t = F_R + \Delta H \cdot D \tag{7.226}$$

$$\Delta H = \frac{A \cdot C}{D} \cdot \Delta t_t - \frac{F_{Ro}}{D} \tag{7.227}$$

$$\Delta H = c_1 \cdot \Delta t_t - c_2 \tag{7.228}$$

A 7.228 egyenletből látható, hogy a szelepemelkedés a túlhevítés mértékével arányos [59].

Felhasznált irodalom

[1] Bošnjaković, M.–Sánta, R.–Katinić, M. (2023): Experimental Testing of a Water-to-Water Heat Pump with and without IHX by Using Refrigerants R1234yf and R1234ze(E). SUSTAINABILITY, 15., (11.), Paper: 8625. p. 28.

[2] Dittus, F. W.–Boelter, L. M. K. (1930): *Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type.* Berkeley: University of California Press.

[3] Gnielinski, V. (1998): Forced convection in ducts In: Hewitt, G. F. (Ed.): *Heat Exchanger Design Handbook, par.2.5.1.* New York: Begell House Inc.

[4] Wang, B.X.–Peng, X. F. (1994): Experimental investigation on liquid forced-convection heat transfer through micro-channels. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 37., (1.), pp. 73–82.

[5] Choi, S. B.–Barron, R.–Warrington R. Q. (1991): Fluid flow and heat transfer in microtubes. In: Choi, D. et al. (Eds.): Micro-mechanical sensors, actuators, and systems. *ASME DSC.* 32., pp.121–128.

[6] Wu, P.–Little, W. A. (1984): *Measurement of the heat transfer characteristics of gas flow in fine channel heat exchangers used for microminiature refrigerators – Cryogenics.* 24., pp. 415–420.

[7] Környey Tamás (2005): Termodinamika. Budapest: Műegyetemi.

[8] Sánta, R.–Garbai, L.–Fürstner, I. (2015): Measurement testing of heat transfer coefficients in the evaporator and condenser of heat pumps. JOURNAL OF THERMAL ANALYSIS AND CALORIMETRY, 1388–6150 1572–8943 1588–2926. 119., (3.), pp. 2099–2106.

[9] Chen, J. C, (1966): *A Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow, Industrial and Engineering Chemistry, Process Design and Development.* 5., (3.), pp. 322–329.

[10] Gungor, K. E. (1986): Winterton RHS, A general correlation for flow boiling in tubes and annuli. *International Journal of Heat and Mass Transfer,* 29., (3.), pp. 351–358.

[11] Kandlikar, S. G., A General Correlation for Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer Coefficient Inside Horizontal and Vertical Tubes. *J. Heat Transfer,* 102., pp. 219– 228.

[12] Shah, M. M. (1982): Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equation and further study. *ASHRAE Trans,* 88., pp. 185–96.

[13] Sánta R.–Nyers J. (2010): Csőköteges elpárologtató hőátadási tényezőjének matematikai modelljei kétfázisú hűtőközegre, *Magyar Épületgépészet,* LIX., (6.).

[14] Bell, K. J, (1963): Final report of the cooperative research program on shell and tube heat exchangers. University of Delaware Engineering Experimental Station, *Bulletin,* 5.,

[15] Garbai, László–Sánta, Róbert–Pacza, Gergely–Kovács, Zoltán (2014): A new heat transfer and pressure drop correlation of single phase flow on the shell side of heat exchanger. In: Nyers, József (Ed.): *EXPRES 2014, 6th International Symposium on Exploitation of Renewable Energy Sources and Efficiency.* Szabadka: Visoka Technicka skola strukovnih studija u Subotici. pp. 107–110.

[16] Kern, D. Q. (1950): *Process Heat Transfer.* New York: McGraw–Hill.

[17] Bell, K. J. (1973): Thermal design of heat transfer equipment. In: Perry, R. H.–Chilton, C. H. (Eds.): *Perry's Chemical Engineers Handbook,* 5th ed. New York: McGraw-Hill. 10., pp. 10–22.

[18] Taborek, Shell-and-tube heat exchangers: single-phase flow 1983 Chapter 3.3, *HEDH,* Hemisphere: P. Corporation.

[19] Sánta, R.–Bošnjaković, M.–Čikić, A. (2022): *Experimental and Numerical Testing of Heat Pump Evaporator.* Appl. Sci. 2022, 12, 11973. https://doi.org/10.3390/ app 122311973.

[20] Blasius, P. R. H. (1913): Das Aehnlichkeitsgesetz bei Reibungsvorgangen in Flüssigkeiten. *Forschungsheft,* 131., pp. 1–41.

[21] Massey, Bernard Stanford (1989): *Mechanics of fluids.* Nes York: Chapman & Hall.

[22] Nikuradse, J. (1932): Gesetzmäßigkeit der turbulenten Strömung in glatten Rohren. *Forsch. Arb. Ing.-Wes.* N0. 356.

[23] Róbert Sánta–Igor Fürstner (2022): Investigation of the Pressure Drop in the Shell Side of the Evaporator, *ACTA POLYTECHNICA HUNGARICA,* 19., (9.), pp. 239–249.

[24] Faltin, H. (1970): *Műszaki hőtan.* Budapest: Műszaki.

[25] Rouhani S. Z.–Axelsson, E. (1970): Calculation of volume void fraction in subcooled and quality region, *Int. J. Heat Mass Transfer* 13., (1970.), pp. 383–393.

[26] Fiedel, L. (1979): *Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical twophase pipe flow.* Ispra: European Two-phase Flow Group Meeting.

[27] Grönnerud, R. (1979): Investigation of liquid hold-up, flow-resistance and heat transfer in circulation type of evaporators, part IV: two-phase flow resistance in boiling refrigerants. In: Annexe1972-1, Bull. De l'Inst. du Froid.

[28] Lockhart, R. W.–Martinelli, R. C. (1949): Proposed correlation of data for isothermal twophase,two-component flow in pipes. *Chem. Eng. Prog.* 45., (1949.), pp. 39–48.

[29] Wilson, M. J.–Newell, T. A.–Chato, J. C.–Infante, C. A. Ferreira, (2003): Refrigerant charge, pressure drop, and condensation heat transfer in flattened tubes. *International Journal of Refrigeration,* 26., pp. 442–451.

[30] Cavallini, A.–Del Col, D.–Longo, G. A.–Rossetto, L. (2001): Experimental investigation on condensation heat transfer and pressure drop of new HFC refrigerants (R134a, R125, R32, R410A, R236ea) in a horizontal tube, *Int. J. Refrig.* 24., (2001.), pp. 73–87.

[31] Donohue, D. A.(1949): *Heat Transfer and Pressure Drop in Heat Exchangers, Industrial and engineering chemistry.* 41., (11.), pp. 2499–2511.

[32] Clarke, L.–Davidson, R. L. (1962): *Manual for Process Engineering Calculations.* New York: McGraw–Hill.

[33] Jakob, M. (1938): Discussion of Heat Transfer and Flow Resistance in Cross Flow of Gases Over Tube Banks. *Trans. A.S.M.E.,* 60., (4.),

[34] Sánta, R. (2022): Investigations of the performance of a heat pump with internal heat exchanger, *JOURNAL OF THERMAL ANALYSIS AND CALORIMETRY,* 147., pp. 8499–8508.

[35] Chopey, N. P. (1993): *Heat transfer, Handbook of Chemical Engineering Calculations.* New York: McGraw–Hill.

[36] Taitel, Y.–Dukler, A. E.: A model for predicting low regime transitions in horizontal and near horizontal gas liquid flow. *AICHE Journal,* 13., (2.), pp. 43–69.

[37] Baker, O. (1954): Design of pipe lines for simultaneous flow of oil and gas. *Oil and gas journal,* pp. 185–190.

[38] Hashizume, K.: Flow pattern and void fraction of refrigerant two-phase flow in a horizontal pipe. *Bulletin of JSME26,* 219., pp.1597–1602.

[39] Verein Deutscher Ingenieure VDI-Warmeatlas (VDI Heat Atlas) (1993): Düsseldorf: Chapter HBB, VDI-Gessellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwsen (GVC).

[40] Kattan, N.–Thome, J. R.–Favrat, D. (1998): Flow Boiling in Horizontal Tubes. Part 1: Development of a Diabatic Two-Phase Flow Pattern Map. *J. Heat Transfer,* 120., pp. 140–147.

[41] Garbai, László–Sánta, Róbert (2012): Flow Pattern Map for In Tube Evaporation and Condensation, In: Szakál, Anikó (Ed.): *EXPRES 2012: 4th IEEE International Symposium on Exploitation of Renewable Energy Sources: Proceedings.* Budapest–Subotica: Óbuda University–Subotica Technical College of Applied Sciences. pp. 125–130.

[42] Wojtan, L.–Ursenbacher, T.–Thome, J. (2005): Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I: A new diabatic two-phase flow pattern map. *International Journal of Heat and Mass Transfer.*

[43] El Hajal, J.–Thome, J. R.–Cavallini, A. (2003): Condensation in Horizontal Tubes, Part 1: Two-Phase Flow Pattern Map. *Int. J. Heat Mass Transfer,* 46., pp. 3349–3363.

[44] Mathison, M.–Bradshoaw, C.–Bell, I. (2012): Comprehensive Compressor Analysis. *Compressors 102*. Purdue University.

[45] Gausz Tamás–Hargitai L. Csaba–Simongáti Győző (2011): Járművek hő- és áramlástani berendezései II. Budapest: Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Közlekedésmérnöki Kar.

[46] Chen, Y.–Halm, N. P.–Groll, E. A.–Braun, J. E. (2000): "A Comprehensive Model of Scroll Compressors Part I: Compression Process Modeling". International Compressor Engineering Conference. *Paper 1455.* https://docs.lib.purdue.edu/icec/1455.

[47] Peng, B.–Jin, Wu-Zin (2018): *Heat Transfer and Leakage Analysis for R410A Refrigeration Scroll Compressor Conference Paper,* October 2018

[48] Incropera FP, De Witt DP (1996): *Fundamentals of heat and mass transfer,* 4th edn. New York: Wiley.

[49] Sánta, Róbert–Zónai, Viktor (2023): Numerical comparison of heat pump using Scroll and reciprocating compressor In: Nyers, Jozsef; Nyers, Arpad (Eds.): 13th International Symposium on Exploitation of Renewable Energy Sources and Efficiency (EXPRES 2023) Szabadka, Szerbia: Vajdasági Magyar Mérnökök és Műszakiak Egyesülete. *V3ME,* pp. 44–50.

[50] Sánta, R. (2021): Comparative Analysis of Heat Pump System with IHX Using R1234yf and R134a. *PERIODICA POLYTECHNICA-MECHANICAL ENGINEERING,* 65., (4.), pp. 363–373.

[51] Sánta, Róbert–Garbai, László–Fürstner, Igor (2017): Numerical investigation of the heat pump system. *JOURNAL OF THERMAL ANALYSIS AND CALORIMETRY,* 130., (2.), pp. 1133–1144.

[52] Sánta, Róbert (2012): The Analysis of Two-phase Condensation Heat Transfer Models Based on the Comparison of Boundary Condition. *ACTA POLYTECHNICA HUNGARICA,* 9., (6.), pp. 167–180.

[53] Akers–Deans–Crosser (1959): Condensing Heat Transfer within Horizontal Tubes, *Chem. Eng. Prog. Symp.* 55., pp. 171–176.

[54] Shah: A General Correlation for Heat Transfer During Flow Condensation Inside Pipes. *Journal of Heat and Mass Transfer,* 22., pp. 547–56.

[55] Cavallini–Zecchin (1974): *A Dimensionless Correlation for Heat Transfer in Forced Convection Condensation.* 6th Int. Heat Transfer Conf. Tokyo. pp. 309–313.

[56] Thome, J. R.–El Hajal, J.–Cavallini, A. (2003): Condensation in Horizontal Tubes, Part 2: New Heat Transfer Model Based on Flow Regimes, *International Journal of Heat and Mass Transfer,* 46., pp. 3365–3387.

[57] Ribatski, G.–Da Silva, J. D. (2016): Condensation in Microchannels. In: Saha S. K. (Ed.): *Microchannel Phase Change Transport Phenomena.* pp. 287–324.

[58] Biberg, D.: An explicit approximation for the wetted angle in two-phase stratified pipe flow. *Canadian J. Chemical Engineering.*

[59] Jakab Z. (2006): *Háztartási hűtőbútorok és komfort léghűtők.* Budapest: Hűtő- és Klímatechnikai Vállalkozások Szövetsége.

8. A kompresszoros hőszivattyú matematikai modellje és a szimulációs eredmények bemutatása

Ebben a fejezetben bemutatjuk a víz–víz hőszivattyús fűtőrendszer üzemét leíró matematikai modellt állandósult állapotra, amely eszközként szolgál, a rendszer energetikai optimalizálásához. A matematikai modell segítségével meghatározható egy adott fűtési hőigényhez a hőszivattyús rendszer optimális munkapontja és ezen belül a teljesítménytényező maximális értéke. Az általunk felállított modell determinisztikus, elosztott paraméterű. A hőcserélők matematikai modelljeit kapcsolt differenciálegyenletekkelírtuk le, míg a kompresszor és a fojtószelep modellje koncentrált paraméterű.

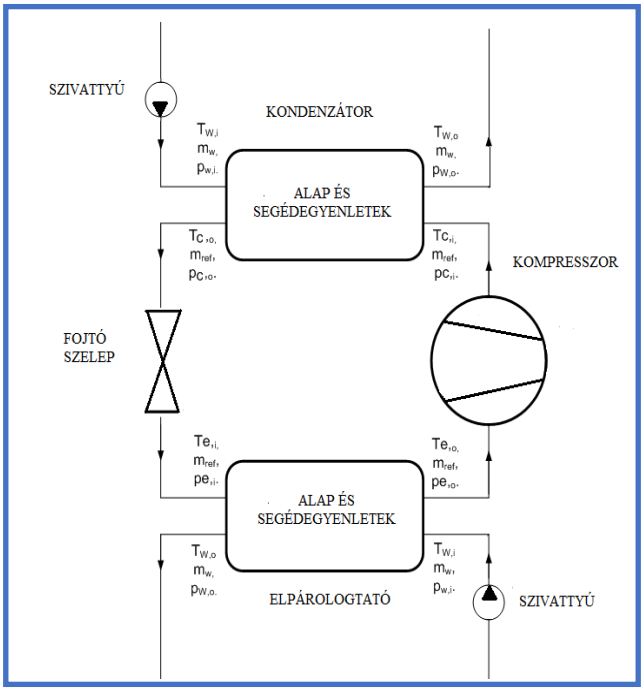
A differenciálegyenletek/egyenletrendszerek numerikus megoldására a Runge–Kutta és Adams–Moulton prediktor-korrektor módszereket alkalmaztuk.

8.1 A hőszivattyús rendszer osztott paraméterű matematikai modellje

A hőszivattyús rendszert meghatározó elemeinek fizikai modellje a *8.1. ábrán* látható. A fizikai modell, amelyet matematikailag leírunk, az elpárologtatóból, a kompresszorból, a kondenzátorból és a fojtószelepből áll. A rendszer működését a részegységek közti anyagáram mérlegekkel, valamint az áramlási és termodinamikai egyenletekkel modellezzük. Felírjuk a hűtött/fűtött közegek, illetve R134 a hűtőközeg állapotegyenletét, fizikai jellemzőinek változását, és az általános transzportegyenleteket.

Az elpárologtatóban és a kondenzátorban végbemenő termikus és hidrodinamikai folyamatokat differenciál- illetve differenciaegyenletekkel vizsgáljuk. A kompresszorban és a fojtószelepben végbemenő változásokat természetesen már nem differenciálegyenletekkel, hanem algebrai típusú mérlegegyenletekkel írjuk le.

8.1. ábra. A víz-víz hőszivattyú sematikus ábrája: a fizikai modell a vezérlő- és a segédegyenletekhez [1]



A matematikai modell a fizikai modellt képezi le. A matematikai modell determinisztikus, elosztott paraméterű és állandósult, azaz a változók közötti kapcsolatok egyértelműen definiálhatók, az időtől függetlenek, és a paramétereket a hely szerinti értékeikkel vettük figyelembe. A matematikai modell alapegyenletekből, más terminológiában vezérlőegyenletekből és segédegyenletekből áll. A vezérlőegyenletek tulajdonképpen mérlegegyenletek, a segédegyenleteket a peremfeltételek, valamint a hőátadás és nyomásveszteség számítására szolgáló összefüggések, a feltételi egyenleteket a termodinamikai állapotegyenletek képezik, amelyek többnyire az anyagjellemzők függvényei.

A fizikai és a matematikai modellben mindazon másodlagos jellemzőket elhanyagoljuk, amelyeket a kitűzött vizsgálat szempontjából nem tekintjük meghatározónak. Az általunk alkotott, állandósult, elosztott paraméterű matematikai modellben a következő elhanyagolásokat alkalmaztunk:

– a hűtőközeg áramlása az elpárologtatóban és a kondenzátorban egydimenziós és állandósult,
– a hűtőközeg kétfázisú áramlásában a folyadék és a gőz termodinamikai egyensúlyban van: a nyomásuk és a hőmérsékletük azonos,
– a hőcserélőkben csak tengelyirányú áramlást veszünk figyelembe,
– a hőcserélőkben a csövek átmérője azonos és nem változik a hossz függvényében.

A vezérlőegyenleteket a továbbiakban alapegyenleteknek nevezzük. A segédegyenletek és a feltételi egyenletek pedig részben szinonimák részben pedig átfedésben vannak. A következőkben a rendszerelemekre külön-külön felírjuk az alapegyenleteket, és feltételi egyenleteket, amelyek megoldásával meghatározhatjuk a hűtőközeg állapotváltozásait a körfolyamat egyes pontjaiban, tehát az elpárologtatóban, a kompresszor be- és kilépő pontjaiban, a kondenzátorban és a fojtószelepben, ezáltal lehetségessé válik, hogy tetszőleges fogyasztó igényekhez beállítsuk azokat a vezérlő paramétereket, amelyekkel a rendszer optimális munkapontja megállapítható.

8.1.1. Az elpárologtató

Vizsgálatainkban csőköteges hőcserélőkkel foglalkozunk. A hőszivattyús rendszer egészére kialakított vizsgálati modell nem zárja ki a lemezes hőcserélők vizsgálatát sem, azonban a lemezes hőcserélők különböző típusaira a gyártók adják meg azok karakterisztikáját, a bemenő és kimenő jellemzők kapcsolatát. A lemezes hőcserélők bonyolult konstrukciója nem teszi lehetővé a belső folyamatok infinitezimális lépésközökkel történő vizsgálatát.

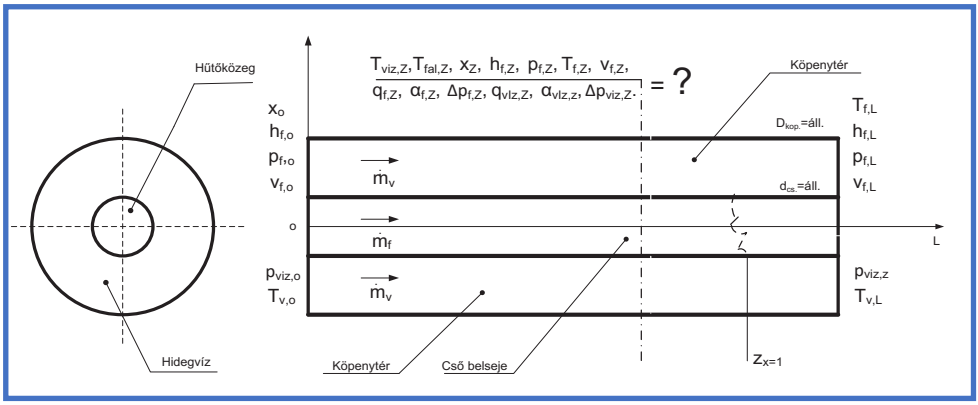
Az elpárologtatóban valósul meg a hőátvitel a hűtő- és hűtött közeg között. Jelen esetben a hűtőközeg R134a, az elpárologtató csöveiben áramlik, míg a hűtött közeg, azaz a rétegvíz, a köpenyrészben. A vizsgált hőszivattyúnál alkalmazott elpárologtató koaxiális csőköteges átfolyós (száraz). A csövek közötti teret külső köpenylemez zárja le. A terelőlemezek a csőköteget támasztják meg és a köpenytéri áramlást szabályozzák. Az elpárologtatóban nincs jelentősége, hogy egyen- vagy ellenáramban áramlanak a közegek, mivel az elpárolgás közel állandó hőmérsékleten történik. Az elpárologtatóban a hűtőközeg oldalon a folyamat két szakaszból tevődik össze, elpárolgási és túlhevítési szakaszból. A hőátadási és áramlási viszonyok lényegesen különböznek egymástól az elpárolgási és a túlhevítési szakaszban. A modellek felírásában ezt figyelembe vesszük.

A vizsgált elpárologtatóban végbemenő állandósult áramlásokat leíró matematikai egyenletek:

– a hűtőközeg tömegmérleg-egyenlete,
– a hűtőközeg impulzus mérlegegyenlete (mozgási egyenlet),
– a hűtőközeg energiamérleg egyenlete,
– a víz energiamérleg egyenlete,
– a segédegyenletek:
– a víz és a hűtőközeg hőátadási tényezőinek egyenletei,
– a víz és a hűtőközeg áramlása során előállt nyomásesés képletei,
– a hűtőközeg termodinamikai állapotegyenletei,
– a víz és a hűtőközeg fizikai jellemzői.

Az áramló közeg termo-hidrodinamikai állapotjelzőinek meghatározása az alapegyenletek és a segédegyenletek rendszerének segítségével történik. A megoldás egyértelműségének biztosításához megfelelő peremfeltételeket kell előírnunk. A feladatunk az, hogy a *8.2. ábra* szerint az előírt peremfeltételek birtokában az elpárologtató tetszőleges pontjában és természetesen a végpontjában is a hűtőközeg termodinamikai paramétereit, állapotjelzőit megfelelő pontossággal meg tudjuk határozni.

8.2. ábra. Csőköteges elpárologtatóban a munkaközegek paramétereinek változása a hossz függvényében egy csőre vonatkoztatva [1]



A csőköteges hőcserélő egy köpenycsőből és a hűtőközeg áramoltatására szolgáló csőkötegből, több cső együtteséből áll. Az elpárologtatóban lezajló termodinamikai és áramlási folyamatokat egy cső esetére modelleztük. Az egy csőre vonatkozó mérlegegyenletek segítségével a teljes csőkötegre vonatkozó mérlegeket is előállítottuk. A hűtőközeg állapotváltozását a csőköteg egy csövében vizsgáljuk, feltételezzük az állapotváltozás lefolyásának azonosságát a párhuzamos csövekben.

Alapegyenletek

Az alábbiakban az alapegyenleteket teljesen általános formájukban, nem állandósult állapotra, tehát az időbeli változást is jelző differenciálhányadossal együtt mutatjuk be. Az alapegyenletek teljes rendszerét a tömegmegmaradási egyenlet, a mozgási egyenlet, az energiaegyenlet, és a hőátadást és hőátvitelt kifejező egyenletek képezik [1, 2, 3].

– Az áramló hűtőközeg tömegmegmaradását kifejező differenciális mérlegegyenlet:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot w)}{\partial z} = 0. \qquad (8.1)$$

Állandósult állapotra:

$$\frac{\partial(\rho \cdot w)}{\partial z} = 0. \tag{8.2}$$

$$\rho \cdot w = \dot{m} = constans. \tag{8.3}$$

A mozgási egyenlet (dinamikai egyenlet):

$$\frac{\partial(\rho \cdot w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot w \cdot w)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} - \frac{\lambda_{cs}}{2d} \cdot w^2 \cdot \rho. \tag{8.4}$$

Állandósult állapotra:

$$\frac{\partial(\rho \cdot w^2)}{\partial z} + \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\lambda_{cs}}{2d} \cdot w^2 \cdot \rho = 0. \tag{8.5}$$

Az áramló hűtőközeg energiájának mérlegegyenlete:

$$\frac{\partial(\rho \cdot h_0)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot w \cdot h_0)}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial t} - \dot{q}_b. \tag{8.6}$$

$$h_o = h + \frac{1}{2}\mathrm{w}^2. \tag{8.7}$$

$$\dot{q}_b = \alpha_{hk} \cdot (T_{cső} - T_{hk}). \tag{8.8}$$

Állandósult állapotra:

$$\frac{\partial\left(\dot{m} \cdot (h + w^2/2)\right)}{\partial z} + \dot{q}_b = 0. \tag{8.9}$$

A hőátvitel mérlegegyenlete a hőforrás és a hűtőközeg között:

$$\rho_{cső} \cdot cp_{cső} \cdot A_{cso} \cdot \frac{\partial T_{cső}}{\partial t} = \dot{q}_b - \dot{q}_k\,. \tag{8.10}$$

$$\dot{q}_k = \alpha_{viz} \cdot (T_{viz} - T_{cső}). \tag{8.11}$$

Állandósult állapotra:

$$\alpha_{viz} \cdot (T_{viz} - T_{cső}) - \alpha_{hk} \cdot (T_{cső} - T_{hk}) = 0. \tag{8.12}$$

A hűtött közeg energia mérlegegyenlete, a víz által szállított hő és a hűtőközegnek átadott hő egyenlősége:

$$-\dot{m}_{viz} \cdot cp_{viz} \cdot \frac{\partial T_{viz}}{\partial z} + \rho_{viz} \cdot cp_{viz} \cdot A_{viz} \cdot \frac{\partial T_{viz}}{\partial t} + \dot{q}_k = 0. \tag{8.13}$$

$$\dot{m}_{viz} \cdot c_{viz} \cdot \left(T_{viz,be} - T_{viz,ki}\right) - \alpha_{viz} \cdot \left(\overline{\overline{T_{viz}}} - \overline{T_{cső}}\right) = 0. \tag{8.14}$$

Az alapegyenletek átalakítása és az állapotjelzők bevezetése:
A mozgási egyenletet a következőképpen alakíthatjuk át:
A (8.1) egyenlet alapján

$$w = \frac{\dot{m}_{hk}}{\rho} = \dot{m}_{hk} \cdot v, \tag{8.15}$$

$$\dot{m}_{hk} = const. \tag{8.16}$$

a hűtőközeg-sebesség változása

$$\frac{dw}{dz} = \dot{m}_{hk} \cdot \frac{dv}{dz}. \tag{8.17}$$

A hűtőközeg fajlagos térfogatának változása

$$\frac{dv}{dz} = \frac{\partial v}{\partial p} \cdot \frac{dp}{dz} + \frac{\partial v}{\partial h} \cdot \frac{dh}{dz}, \tag{8.18}$$

Illetve

$$\frac{dv}{dz} = v_p \cdot \frac{dp}{dz} + v_h \cdot \frac{dh}{dz}. \tag{8.19}$$

A (8.17) egyenletbe a (8.19) egyenletet behelyettesítve

$$\frac{dw}{dz} = \dot{m}_{hk} \cdot \left(v_p \cdot \frac{dp}{dz} + v_h \cdot \frac{dh}{dz}\right). \tag{8.20}$$

A mozgási egyenlet (8.5) alapján

$$\dot{m}_{hk} \cdot \frac{dw}{dz} + \frac{dp}{dz} + \frac{\lambda_{cs}}{2d} \cdot w^2 \cdot \rho = 0. \tag{8.21}$$

Alkalmazva a (8.20) összefüggést:

$$\dot{m}_{hk}{}^2 \cdot \left(v_p \cdot \frac{dp}{dz} + v_h \frac{dh}{dz}\right) + \frac{dp}{dz} + \frac{\lambda_{cs}}{2d} \cdot w^2 \cdot \rho = 0. \tag{8.22}$$

A mozgásegyenlet végső formája:

$$\left(\dot{m}_{hk}{}^2 \cdot v_p + 1\right) \cdot \frac{dp}{dz} + \dot{m}_{hk}{}^2 \cdot v_h \cdot \frac{dh}{dz} + \frac{\lambda_{cs}}{2d} \cdot w^2 \cdot \rho = 0. \tag{8.23}$$

Az energiaegyenlet átalakítása:
A (8.6) egyenlet deriválásával

$$\dot{m}_{hk} \cdot w \cdot \frac{dw}{dz} + \dot{m}_{hk} \cdot \frac{dh}{dz} + \dot{q}_b = 0. \tag{8.24}$$

Alkalmazva a (8.1) összefüggést

$$\dot{m}_{hk}{}^2 \cdot v \cdot \frac{dw}{dz} + \dot{m}_{hk} \cdot \frac{dh}{dz} + \dot{q}_b = 0, \tag{8.25}$$

és a (8.24) egyenlet miatt pedig:

$$\dot{m}_{hk}{}^{2} \cdot v \cdot \dot{m}_{hk} \cdot \left(v_p \cdot \frac{dp}{dz} + v_h \cdot \frac{dh}{dz}\right) + \dot{m}_{hk} \cdot \frac{dh}{dz} + \dot{q}_b = 0. \tag{8.26}$$

Az energiaegyenlet végső formája:

$$\dot{m}_{hk}{}^{3} \cdot v \cdot v_p \cdot \frac{dp}{dz} + \left(\dot{m}_{hk}{}^{3} \cdot v_h \cdot v + \dot{m}_{hk}\right) \cdot \frac{dh}{dz} + \dot{q}_b = 0. \tag{8.27}$$

A (8.14), (8.23) és (8.24) egyenletekből álló egyenletrendszert a deriváltakra rendezve kapjuk az elpárologtatóban lezajló folyamatok matematikai modelljét:

$$\frac{dp}{dz} = -\frac{\left(\frac{\lambda_{cs}}{2d} \cdot w^2 \cdot \rho \cdot \dot{m}_{hk}{}^{2} \cdot v + \dot{q}_b \cdot \dot{m}_{hk}\right) \cdot v_h + \frac{\lambda_{cs}}{2d} \cdot w^2 \cdot \rho}{\dot{m}_{hk}{}^{2} \cdot v_p + \dot{m}_{hk}{}^{2} \cdot v \cdot v_h + 1}. \tag{8.28}$$

$$\frac{dh}{dz} = \frac{\left(\frac{\lambda_{cs}}{2d} w^2 \cdot \rho \cdot \dot{m}_{hk}{}^{3} \cdot v + \dot{q}_b \cdot \dot{m}_{hk}{}^{2}\right) \cdot v_p + q_b}{\dot{m}_{hk} \cdot \left(\dot{m}_{hk}{}^{2} \cdot v_p + \dot{m}_{hk}{}^{2} \cdot v \cdot v_h + 1\right)}. \tag{8.29}$$

$$\frac{dT_{Viz}}{dz} = \frac{\alpha_{viz} \cdot \left(\overline{T_{viz}} - \overline{T_{cső}}\right)}{m_{viz} \cdot c_{p,viz}}. \tag{8.30}$$

A csőfal hőmérsékletének meghatározása a (8.4) egyenletből:

$$T_{cső} = \frac{\alpha_{viz} \cdot T_{viz} + \alpha_{hk} \cdot T_{hk}}{\alpha_{viz} + \alpha_{hk}}. \tag{8.31}$$

A fenti egyenletek a segédegyenletekkel kiegészítve, továbbá a hűtőfolyadék és a víz állapotegyenleteivel, valamint a hőcserélő tulajdonságait leíró egyenletekkel együtt alkotják az elpárologtató állandósult, elosztott paraméterű matematikai modelljét. A (8.28), (8.29), (8.30) és a (8.31) egyenletrendszer alkalmas a Runge–Kutta és Adam–Moulton-módszerrel való megoldásra [1,2,3].

A bemutatott egyenletrendszer numerikus megoldásával válik lehetségessé a hűtőközeg és a hűtött közeg állapotváltozásainak leírása az elpárologtatóban. A kezdeti jellemzők ismeretében lépésközökkel haladva az egyenletrendszer segítségével meg tudjuk határozni a hűtőközeg nyomásának, entalpiájának értékeit, illetve a köpenytérben áramló hűtött víz hőmérsékletváltozását.

Segédegyenletek

A segédegyenleteket a hőátadás, a hőátvitel és a nyomásveszteség meghatározására szolgáló ismert összefüggések képezik. A víz és a körfolyamat munkaközegének termodinamikai jellemzőit segédletekben találhatjuk meg.

A fenti (8.1), (8.2), (8.3), (8.4), és (8.5) illetve a problémákra specifikált (8.28), (8.29), (8.30) és (8.31) kapcsolt differenciálegyenlet-rendszer elvben lehetővé teszi, hogy az elpárologtatóban a felület, illetve a helykoordináta (z) függvényében az állapotjelzők értékeit meghatározzuk különböző bemenő adatok, különböző geometriai és peremfeltételek mellett.

A differenciálegyenlet-rendszerben problémát okoz, hogy a hőátadási tényezők és a nyomásveszteség leírására szolgáló képletek a szakirodalomban igen nagy eltéréseket mutatnak. E kérdéskört az alábbiakban elemzem.

Hőátadási tényezők vizsgálata

Az elpárologtatóban lejátszódó hőátvitelt legjobban befolyásolják a hőátadási tényezők a víz és a csőfal, valamint a csőfal és a hűtőközeg között [4, 5, 6].

A csőköteges elpárologtató csöveiben áramló hűtőközegre vonatkoztatva, külön hőátadási matematikai modellt alkalmaztunk az egyfázisú, és külön a kétfázisú munkaközegre. Az egy- és kétfázisú hőátadási tényező képleteit a *7. fejezetben* részletesen bemutattuk.

A köpenytérben áramló víz és a csövek közötti hőátadás meghatározására szolgáló képleteket részletesen bemutattuk a *7. fejezet*ben.

A hűtőközeg nyomásvesztesége

Az elpárologtatóban kétfázisú áramlás valósul meg mindaddig, amíg be nem fejeződik a hűtőközeg teljes elpárolgása, majd ezt követően egy rövid szakaszon túlhevített állapotban már egyfázisú gőz áramlásáról beszélünk. Az egyfázisú hűtőközegben fellépő nyomásesés meghatározására szolgáló matematikai képleteket a *7. fejezetben* mutattuk be. Míg a kétfázisú áramló hűtőközegre pedig szintén *7. fejezetben*.

Az elpárologtató köpenyterében áramló hűtött közeg nyomásveszteség-meghatározására szolgáló képleteket pedig a *7. fejezetben* részleteztük [7].

8.1.2. Kondenzátor

A kondenzátorban valósul meg a hőátvitel a körfolyamat munkaközege (hűtőközeg) és a fűtött közeg között. Jelen esetben a hűtőközeg R134a, a kondenzátor csöveiben áramlik, míg a fűtött közeg, azaz a fűtési rendszerben keringtetett fűtővíz a köpenyrészben. A vizsgált hőszivattyúnál alkalmazott kondenzátor az elpárologtatóhoz hasonlóan koaxiális csőköteges átfolyós (száraz). A csövek közötti teret külső köpenylemez zárja le. A terelőlemezek a csőköteget támasztják meg és a köpenytéri áramlást szabályozzák.

A kondenzátorban nincs jelentősége, hogy egyen- vagy ellenáramban áramlanak a közegek, mivel a kondenzáció közel állandó hőmérsékleten történik. A kondenzátorra felírt alapegyenletek struktúrájukat tekintve megegyeznek az elpárologtatóra felírt egyenletekkel, viszont a segédegyenletek, nevezetesen a kondenzációs hőátadási tényező számítására szolgáló képlet különbözik, amelyet a *7. fejezetben* mutattuk be.

A kondenzátorban a hűtőközeg-oldalon a folyamat két szakaszból tevődik össze, túlhevítési és kondenzációs szakasz. Munkánkban minden egyes szakaszt figyelembe vettünk a vezérlőegyenletek segítségével.

Az áramló közeg termo-hidrodinamikai állapotjelzőinek meghatározása az alapegyenletek és a segédegyenletek rendszerének segítségével történik. A megoldás egyértelműségének biztosításához megfelelő peremfeltételeket kell előírnunk.

A feladatunk az, hogy a *8.2. ábra* szerint az előírt peremfeltételek birtokában a kondenzátor tetszőleges pontjában és természetesen a végpontjában is a hűtőközeg termodinamikai paramétereit, állapotjelzőit megfelelő pontossággal meg tudjuk határozni.

8.1.3. Kompresszor

A kompresszor, mint rendszerelem leírása – ismert módon – a kompresszióviszonnyal meghatározott entalpiaváltozással és a kompresszor belső hatásfokával valósítható meg.

A kompresszor által az elpárologtatóból beszívott hűtőközeg tömegárama:

$$\dot{m} = \frac{\lambda \cdot \dot{V}_{geo}}{v} \tag{8.32}$$

A kompresszor szállítási foka a kompresszor szívócsonkján beszívott hűtőközeg térfogatárama és a kompresszor geometriai szállítóteljesítményének a hányadosa:

$$\lambda = \frac{\dot{V}_{valós}}{\dot{V}_{geo}} \tag{8.33}$$

A szállítási fok függ a kompresszor konstrukciójától, méreteitől, a hűtőközeg fajtájától [8]

A kompresszor által a körfolyamatba a hűtőközeg komprimálásához befektetett elméleti fajlagos munkaszükséglet [4]:

$$W = h_{2s} - h_1. \tag{8.34}$$

A kompresszor elméleti teljesítményfelvétele:

$$P = \dot{m} \cdot W. \tag{8.35}$$

A kompresszor izentrópikus teljesítményfelvétele [8]:

$$P_i = \frac{\lambda \cdot \dot{V}_{geo}}{v} \cdot \frac{W}{\eta_i}. \tag{8.36}$$

A kompresszor valóságos teljesítményfelvétele a következő [8]

$$P_{valós} = \dot{m} \cdot \frac{w}{\eta_i \cdot \eta_m} \tag{8.37}$$

Ahol:
A kompresszor izentrópikus hatásfoka:

$$\eta_i = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}. \tag{8.38}$$

A meghajtó motor hatásfokát fejezi ki, amelyet 0,95–0,98 értékre lehet felvenni.

8.1.4. Fojtószelep

A fojtószelep (adagolószelep) feladata, hogy megfelelő mennyiségű hűtőközeggel lássa el az elpárologtatót a túlhevítés függvényében. A munkában izentalpikus fojtást feltételezünk. Fojtószelepen átáramló hűtőközeg tömegárama [8]:

$$\dot{m} = C \cdot \sqrt{\Delta p \cdot \rho_{f,}} \tag{8.39}$$

8.2. A HŐSZIVATTYÚS RENDSZER MATEMATIKAI MODELLJEINEK MEGOLDÁSÁRA ALKALMAZOTT NUMERIKUS MÓDSZER BEMUTATÁSA

Az előzőekben bemutatott matematikai modell megoldásával végigkísérhetjük a körfolyamatban a hűtőközeg továbbá az elpárologtató és a kondenzátor köpenyterében áramló víz állapotváltozását állandósult állapotra. Miután a fizikai modell elosztott paraméterű, ezért a matematikai modell megoldásával a lehető legrészletesebben figyelemmel tudjuk kísérni az elpárologtatóban és a kondenzátorban végbemenő termodinamikai és áramlási folyamatokat és minősíteni tudjuk a körfolyamat teljesítménytényezőjére gyakorolt befolyását.

A hőszivattyús rendszer matematikai modelljének megoldása analitikusan nem volt lehetséges, ezért numerikus szimulációt alkalmaztuk. A szimulációnál a modell minden változója diszkretizált, tehát a független változók minden függvényét – meghatározott felosztással – diszkrét számok reprezentálják a független változók diszkrét pontjaiban.

A differenciálegyenletek/egyenletrendszerek numerikus megoldására a nagyszámú módszer közül a Runge–Kutta-módszer alkalmazása kompromisszumot jelent az egyszerűség és pontosság között.

E módszert pontosíthatjuk is, ha más iteratív módszerrel kombináljuk. Egyik lehetőség az Adams–Moulton prediktor-korrektor módszer alkalmazása.

A módszer lényege, hogy az első 4 iterációt Runge–Kutta módszerével végezzük el, ezek adják az Adams–Moulton-módszer bemenetét.

Az 5. iterációtól kezdve ez utóbbi módszer segítségével számíthatjuk ki a megoldásokat. Az Adams–Moulton egy iteratív módszer, az iterációt néhányszor (n<10) elvégezve általában elérhetjük a kívánt pontosságot az adott lépésben. A mi esetünkben a keresett függvény F(z)=(p(z), h(z), T(z)) egy vektor-függvény, amelynek komponensei p(z) – a hűtőközeg nyomása, h(z) – a hűtőközeg entalpiája, T(z) – a víz hőmérséklete, mindegyik a cső kezdetétől (z=0) való z távolság függvényében. Ez azt jelenti, hogy F kiszámítása tulajdonképpen három mennyiség kiszámítását jelenti. Megoldandó az F'=G(p,h,T,z) egyenlet. Runge–Kutta-módszer:

$$F_{k+1} = F_k + \frac{1}{6} \cdot (k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4) \tag{8.40}$$

Ahol

$$k_1 = G(p_k, h_k, T_k, z_k) \tag{8.41}$$

$$k_2 = G(p_k + \frac{\Delta}{2} \cdot k_1, h_k + \frac{\Delta}{2} \cdot k_1, T_k + \frac{\Delta}{2} \cdot k_1, z_k + \frac{\Delta}{2}) \tag{8.42}$$

$$k_3 = G(p_k + \frac{\Delta}{2} \cdot k_2, h_k + \frac{\Delta}{2} \cdot k_2, T_k + \frac{\Delta}{2} \cdot k_2, z_k + \frac{\Delta}{2}) \tag{8.43}$$

$$k_4 = G(p_k + \Delta \cdot k_1, h_k + \Delta \cdot k_1, T_k + \Delta \cdot k_1, z_k + \Delta) \tag{8.44}$$

ahol

p_0, h_0, T_0 a modell által adott kezdőértékek, $z_0=0$, $k=0,1,2,3$, Δ az iteráció lépése, a mi esetünkben $\Delta = \frac{L}{n}$, ahol L a cső hossza, n pedig az iteráció lépésszáma.

Az Adams–Moulton prediktor-korrektor módszer két lépésből áll. Először Adams–Bashforth-módszerrel kiszámítjuk a keresett függvény értékét a következő lépésben:

$$F_{k+1} = F_k + \frac{\Delta}{24} \cdot (55\, G_k - 59\, G_{k-1} + 37\, G_{k-1} - 9\, G_{k-3}) \tag{8.45}$$

ahol $G_k = G(p_k, h_k, T_k, z_k)$ és $k \geq 3$ („prediktor"-lépés).

A kapott eredményt Adams–Moulton-módszerével pontosíthatjuk, általában többször lefuttatva az iterációt (a kívánt pontosság eléréséig, ez általában néhány iterációt jelent, a mi esetünkben max. 10. Ez a „korrektor"-lépés. Az Adams–Moulton-módszer képlete:

$$F_{k+1}^{p+1} = F_k^p + \frac{\Delta}{24} \cdot \left(9 \cdot G_{k+1}^p + 19 \cdot G_k^p - 5 \cdot G_{k-1}^p + G_{k-2}^p\right) \tag{8.46}$$

$p \geq 0, p$ – az Adams–Moulton-módszer lépésszáma.

A korrektor-lépést $\left|F_{k+1}^{p+1} - F_{k+1}^p\right| < \varepsilon$ esetén, ellenkező esetben a maximális lépésszám elérése után állítjuk le. (Nálunk, $\varepsilon = 10^{-12}, p \leq 10$)

Ezután k értékét eggyel növelve ismét az Adams–Bashforth-lépéssel folyatjuk, majd az Adams–Moulton-iterációt végezzük.

8.3. A HŐSZIVATTYÚS RENDSZER SZIMULÁCIÓS EREDMÉNYEINEK BEMUTATÁSA

A szimuláció során a hőszivattyús rendszer bemenő változóinak, valamint a rendszert jellemző úgynevezett belső paramétereknek, azaz geometriai és anyagjellemzőknek a rendszer kimenő paramétereire gyakorolt hatásait elemezzük. A körfolyamat jellemző pontjainak értékeit az általunk felállított elosztott paraméterű matematikai modell alapján nyertük.

A példához a peremfeltételeket és a bemenő adatokat az alábbiakban mutatjuk be. Peremfeltételek és bemenő adatok [2, 3]:

Elpárologtató

Hűtött közeg bemenő jellemzői:

– A víz térfogatárama $\dot{V} = 1, 1.5 \text{ és } 2 \left[\frac{m^3}{h}\right].$

– A víz hőmérséklete $T_{viz} = 13\ °C.$

Hűtőközeg bemenő jellemzői:

– A kezdeti entalpia $h = 225 \frac{kJ}{kg}.$

– Az elpárolgási nyomás $p_o = 3\ [bar].$

A hőcserélő geometriai paraméterei:

– A köpeny átmérője $D = 42 \cdot 10^{-3}\ [m].$

– A csövek száma $n = 5\ [db].$

– A cső belső átmérője $d_b = 6 \cdot 10^{-3}\ [m].$

– A csövek tengelytávolsága $s_t = 10 \cdot 10^{-3}\ [m].$

– A köpenyátmérő keresztmetszetének lefedése $s = 0.5\%.$

– Az elpárologtató hossza $z = 3\ [m].$

Kompresszor

– A hűtőközeg tömegárama $\dot{m}_{hk} = 0.019 \left[\frac{kg}{s}\right].$

– A kompresszor szívóágában a hőmérséklet $t_0 = 0°C.$

– A kompresszor nyomóágában a hőmérséklet $t_c = 40°C.$

Kondenzátor

Fűtött közeg bemenő jellemzői:

– A víz térfogatárama $\dot{V} = 1 \left[\frac{m^3}{h}\right].$

– A víz hőmérséklete $T_{viz} = 35°C.$

Hűtőközeg bemenő jellemzői:
– A kezdeti entalpia $h = 430 \frac{kJ}{kg}$.
– A kondenzációs nyomás $p_c = 10\ [bar]$.

A hőcserélő geometriai paraméterei:

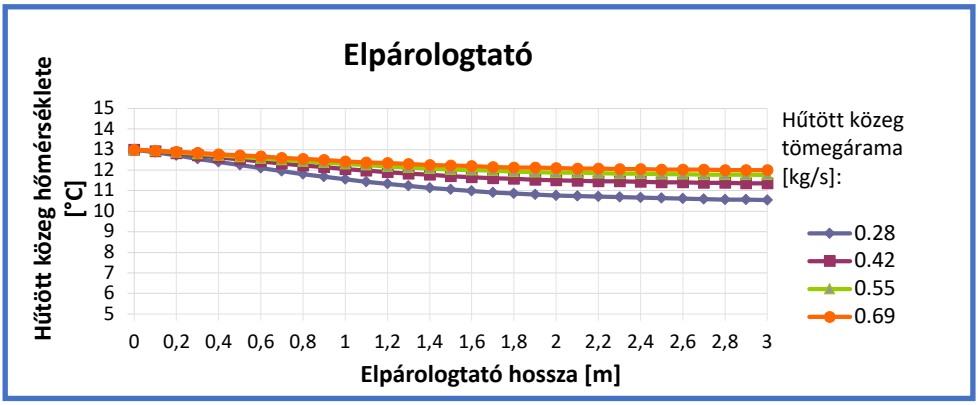
– A köpeny átmérője $D = 42 \cdot 10^{-3}\ [m]$.
– A csövek száma $n = 5\ [db]$.
– A cső belső átmérője $d_b = 6 \cdot 10^{-3}\ [m]$.
– A csövek tengelytávolsága $s_t = 10 \cdot 10^{-3}\ [m]$.
– A köpenyátmérő keresztmetszetének lefedése $s = 50\%$.
– A kondenzátor hossza $z = 3\ [m]$.

Fojtószelep

– Szelepállandó $C = 0.4$.

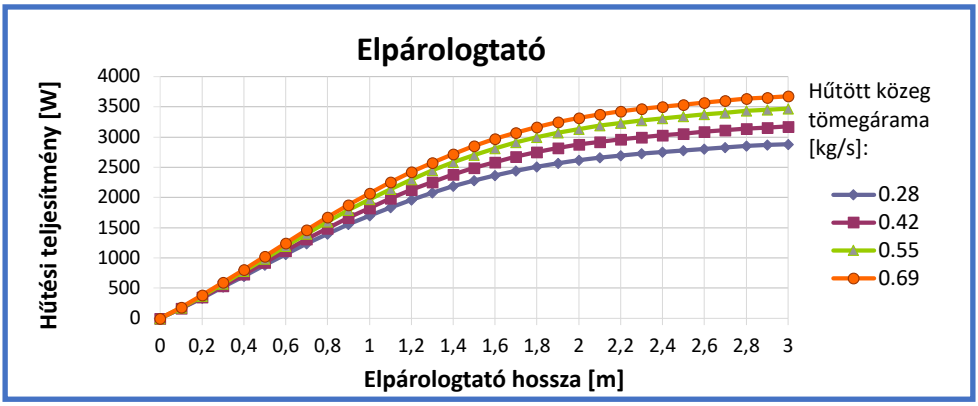
A hőszivattyús rendszer szimulációs eredményeit grafikusan, a következő ábrákban mutatjuk be.

8.3. ábra. A hűtött közeg hőmérsékletének változása az elpárologtató teljes hosszában



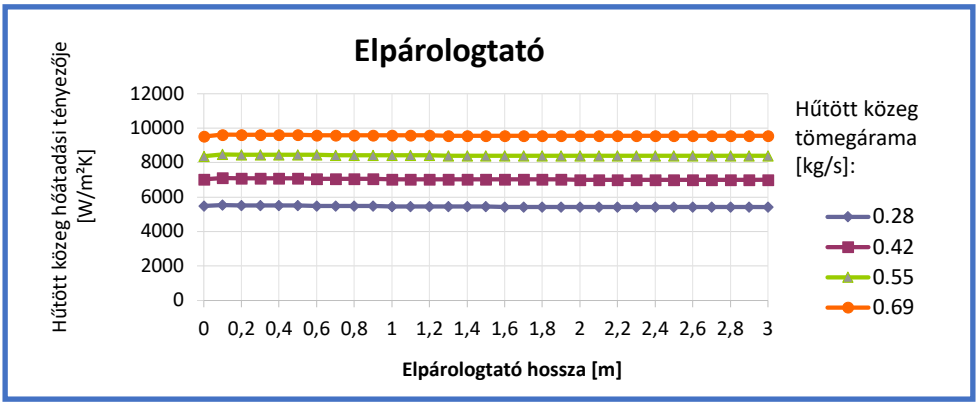
A *8.3. ábrán* a hűtött közeg hőmérsékletcsökkenése folytonos az elpárologtató felülete mentén. A legmagasabb értékű tömegáram esetén a hőmérsékletcsökkenés *ΔT=1.1°C* csőhossz mentén. Ha a tömegáramot az eredeti érték $\dot{m}_{HW} = 0.28/kgs^{-1}$ csökkentjük, akkor a hűtött közeg hőmérsékletének csökkenése *ΔT=2.4°C*.

8.4. ábra. A hűtési teljesítmény változása az elpárologtató teljes hosszán



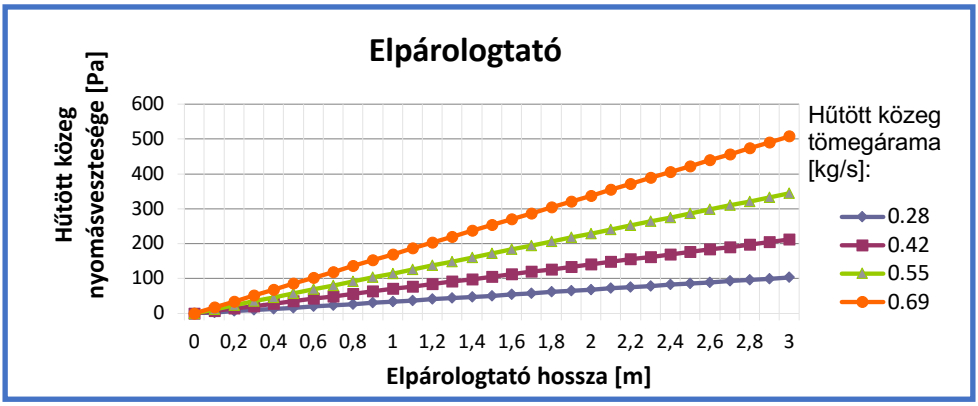
A *8.4. ábrán* a hűtési teljesítmény változása látható. Az elpárologtatóban a hűtött közegből elvont hő folytonos növekedést mutat, a hűtött közeg tömegáramának növekedésével.

8.5. ábra. A hűtött közeg hőátadási tényezőjének változása az elpárologtató teljes hosszán



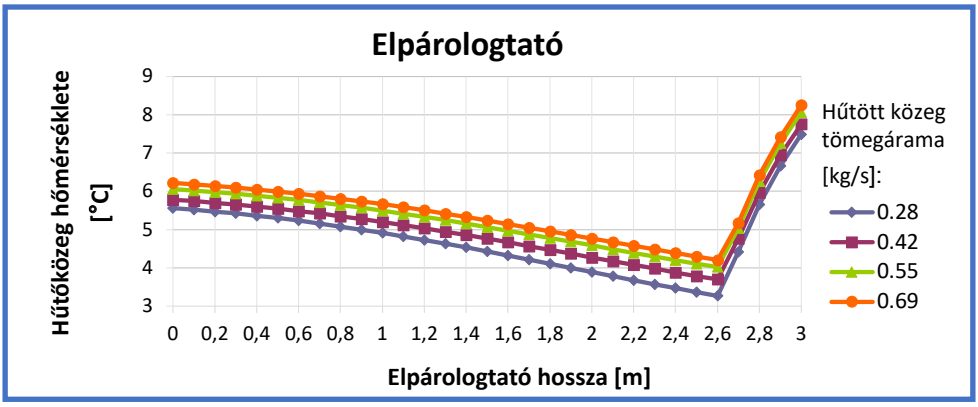
Az elpárologtató köpenyterében áramló hűtött közeg és a csövek közötti hőátadási tényező változása látható a *8.5. ábrán*. A hőátadási tényező értékének változása elhanyagolható, közel állandó a felület mentén. Ugyanakkor a hőátadási tényező átlagos értéke jelentősen változik a hűtött közeg tömegáramának függvényében. Természetesen a tömegáram, illetve az áramlási sebesség növekedésével a hőátadási tényező nő, és a növekedés mértéke 90%-is lehet.

8.6. ábra. Hűtött közeg nyomásvesztesége az elpárologtató teljes hosszán



A *8.6. ábrán* a hűtött közeg nyomásvesztesége lényegében lineárisan változik az elpárologtató hossza mentén. A nyomásveszteségnek a tömegárammal való változása megközelíti a négyzetes összefüggést, de miután az áramlás nem teljes, mértéke turbulens, az átmeneti zónában esik, ezért $\Delta p=R\cdot v^2$ helyett $\Delta p=R\cdot v^{1.8}$ összefüggést találtuk mértékadónak.

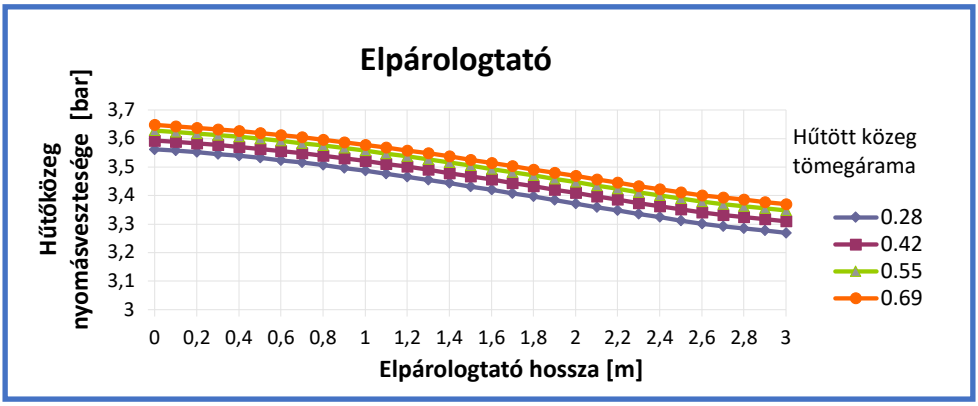
8.7. ábra. A hűtőközeg hőmérsékletének változása az elpárologtató teljes hosszában



A *8.7. ábrán* látható az elpárolgás hossza a csővezetékben, majd az azt követő túlhevítés. Látható, hogy az áramlási nyomásveszteség miatt az elpárolgás nem állandó hőmérsékleten megy végbe. A telítési nyomás változásával a telítési hőmérséklet is változik. A hőmérséklet változása az elpárolgási szakaszon közel $t_o=2°C$ függetlenül a tömegáram mértékétől.

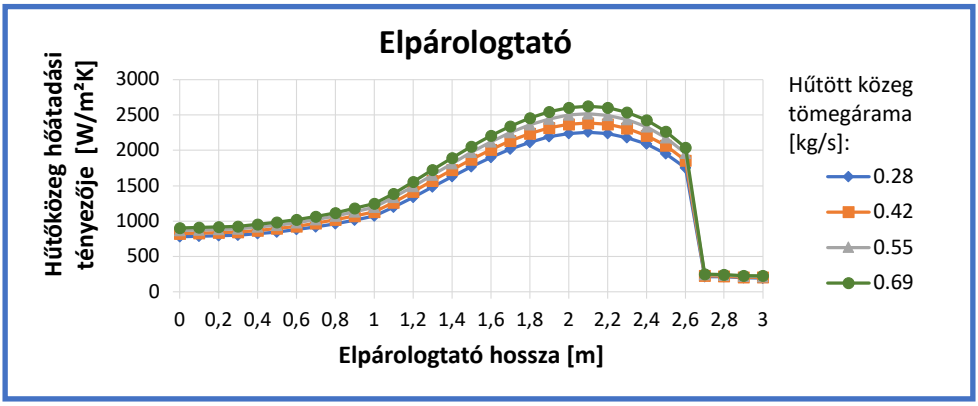
A túlhevítési szakaszban a közeg hőmérséklet-változása $\Delta t_{sh}=4°C$, ami a rendszer matematikai modelljének bemenő értékét képezte.

8.8 ábra. A hűtőközeg nyomásvesztesége az elpárologtató teljes hosszában



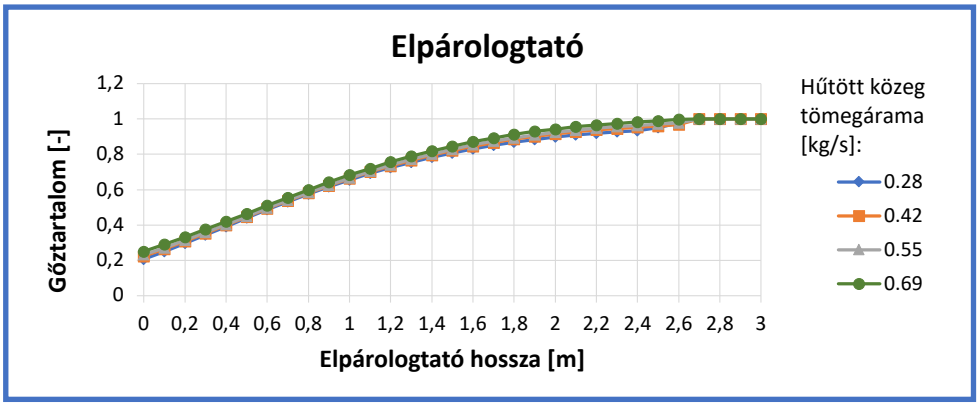
A *8.8. ábrán* bemutatásra került a hűtőközeg-nyomásveszteség alakulása a csőhossz mentén. A görbék megközelítőleg lineárisak, illetve enyhén konvexek. A tömegáram függvényében a görbék alakulása lényegében azonos jelleget mutat, a tömegáram növekedésével a nyomásesés növekszik. A nyomásesés-csökkenés mértéke mindegyik tömegáram esetén megközelítőleg *Δp=0.2 bar*.

8.9. ábra. A hűtőközeg hőátadási tényezőjének változása az elpárologtató teljes hosszán



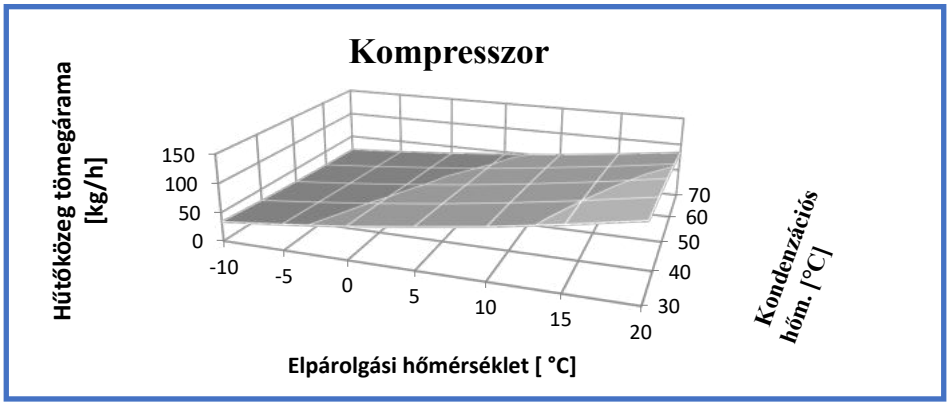
A *8.9. ábra* mutatja a hűtőközeg hőátadási tényezőjének változását az elpárologtató hossza mentén. Látható, hogy a kétfázisú áramlás esetén, illetve fázisváltozásos szakaszban a hőátadási tényező jelentősen emelkedik. A maximumot a gyűrűs áramlás kialakulásakor éri el, amikor a gőztartalom x=0.8 környékén van. A teljes elpárolgás a felület 90%-ánál következik be, s utána a tisztagőz-fázisra jellemző alacsony értékű, ami a hőátadási szempontból igen kedvezőtlen.

8.10. ábra. A hűtőközeg gőztartalma az elpárologtató teljes hosszán, amikor $\Delta T_{tulh.}$=4°C

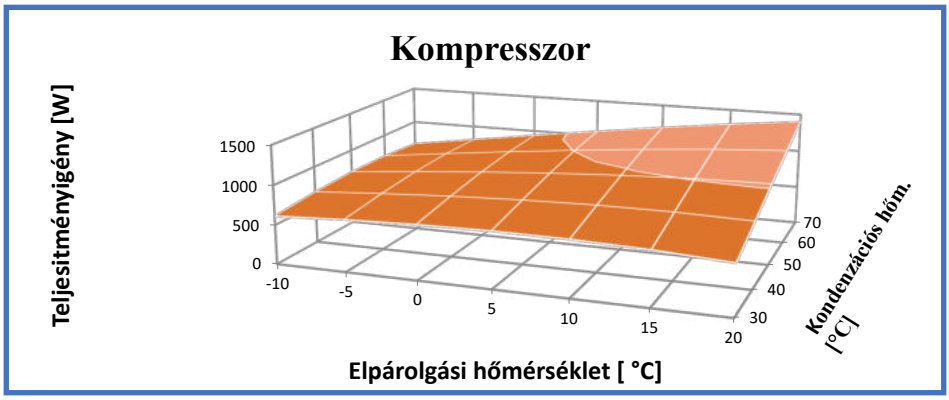


A *8.10 ábra* a hűtőközeg gőztartalmának a változását mutatja az elpárologtatóban. Látható, hogy az előző ábrával összhangban az elpárologtató hosszúságának 90%-nál az elpárolgás befejeződik és a gőztartalom eléri az x=1 értéket.

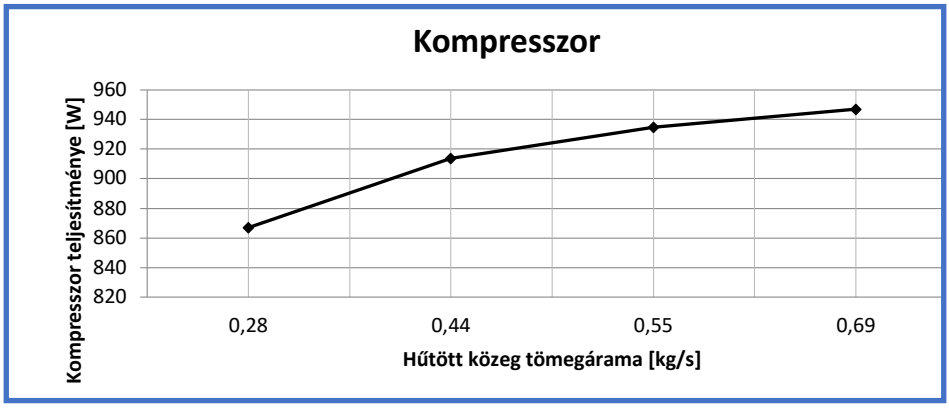
8.11. ábra. Valós dugattyús kompresszoron átáramló hűtőközeg tömegárama



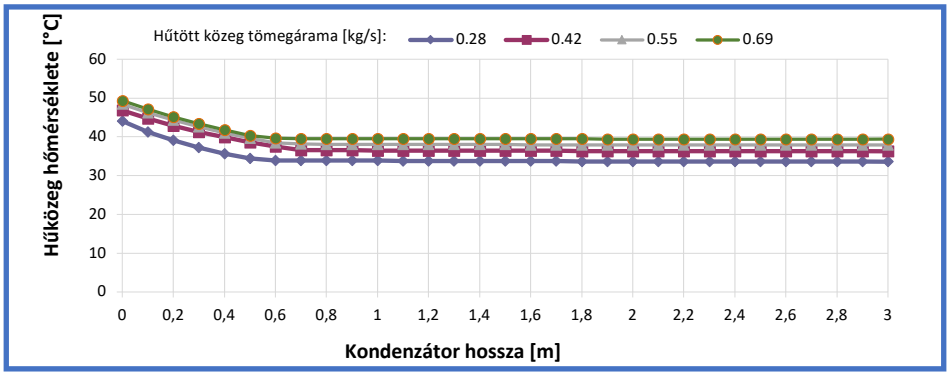
8.12. ábra. Valós dugattyús kompresszor teljesítményigényének jelleggörbéje



8.13. ábra. A kompresszor teljesítményigénye

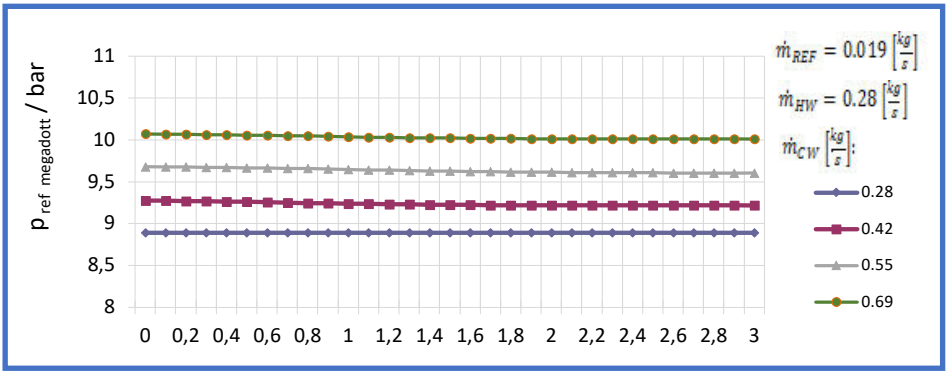


8.14. ábra. A hűtőközeg hőmérsékletének változása a kondenzátor teljes hosszában



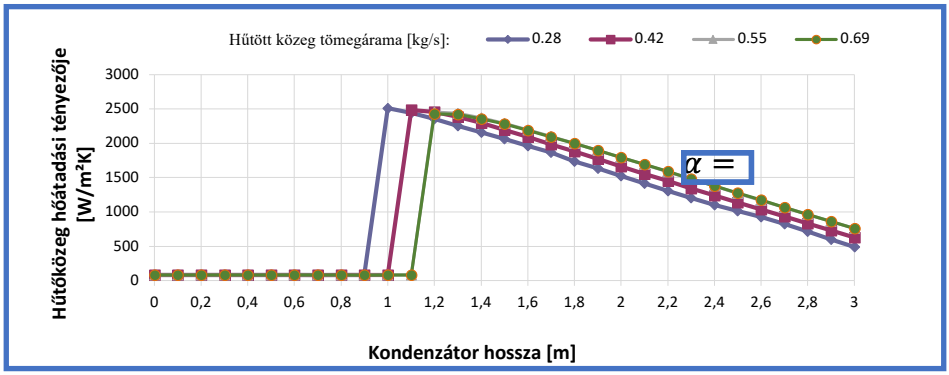
A *8.14. ábra* a hűtőközeg hőmérsékletének változását mutatja a kondenzátorban. A hűtőközeg túlhevített állapotban lép be a kondenzátorba. A felület megközelítőleg 30%-nál eléri a telítési hőmérsékletet, azt követően lényegében változatlan marad a kondenzáció során.

8.15. ábra. A hűtőközeg nyomásvesztesége a kondenzátor teljes hosszában



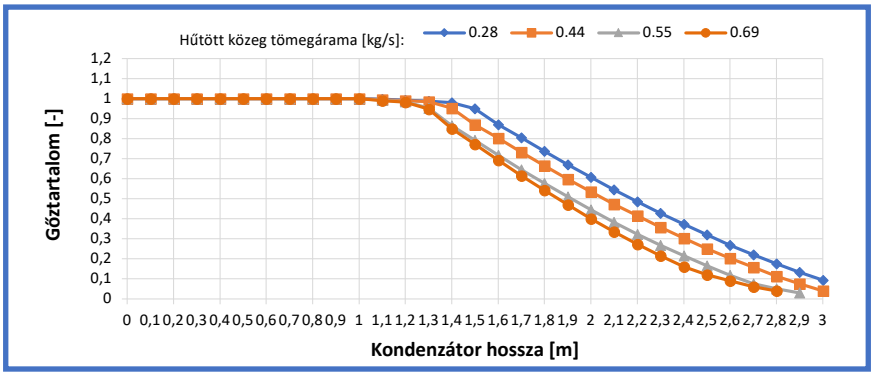
A *8.15. ábra* mutatja a hűtőközeg nyomásveszteségét a kondenzátorban. A kondenzátorban a hűtőközeg nyomásvesztesége kisebb mint az elpárologtatóban. Ez arra vezethető vissza hogy itt a közeg jelentősen más termodinamikai paraméterekkel rendelkezik.

8.16. ábra. A hűtőközeg hőátadási tényezőjének változása a kondenzátor teljes hosszán



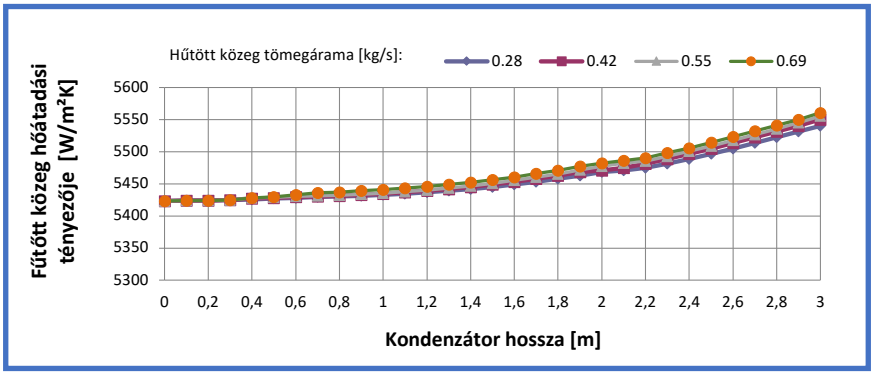
A *8.16. ábra* mutatja a hűtőközeg hőátadási tényezőjének változását a kondenzátorban. A hűtőközeg a túlhevítési hőjét a belépési szakasztól számítva a felület 30%-án adja le, és itt kezdődik a kondenzációs szakasz. Itt jelentős ugrás mutatkozik a hőátadási tényezőben. A $\alpha = 100 \frac{W}{m^2K}$ -nál a hőátadási tényező $\alpha = 2500 \frac{W}{m^2K}$ értékre ugrik fel, majd ez az érték folyamatosan csökken a gőztartalom csökkenésével és a folyadékfázis növekedésével.

8.17. ábra. A hűtőközeg gőztartalma a kondenzátor teljes hosszán



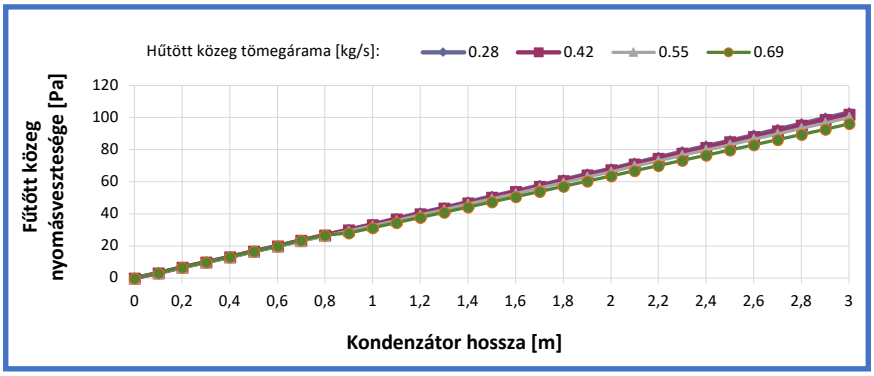
A *8.17. ábra* mutatja a hűtőközeg gőztartalmának változását a kondenzátorban. Az előző ábrával összhangban láthatóvá válik, hogy a gőzhűtési szakasz, a teljes hosszúság 30%-ig tart és utána folyamatosan csökken a gőztartalom, és a kondenzátorból lényegében tiszta folyadékfázisba lép ki.

8.18. ábra. A fűtött közeg hőátadási tényezőjének változása a kondenzátor teljes hosszán, amikor m_{fviz}*=0.28 kg/s*



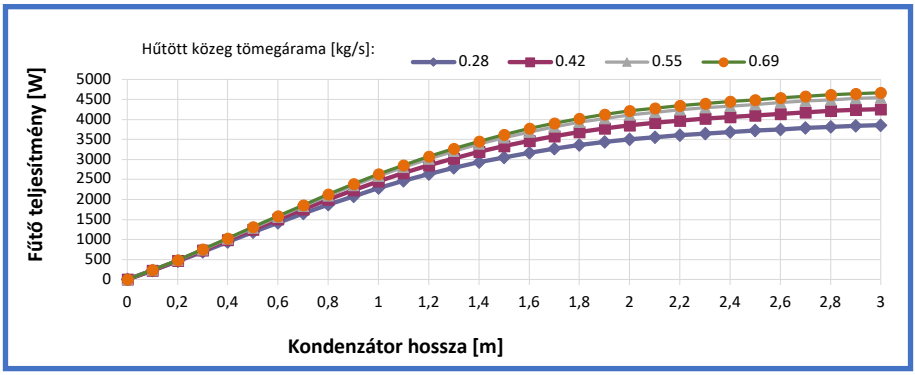
A *8.18. ábrán* a fűtött közeg hőátadási tényezőjének változása a kondenzátor mentén. A hőátadási tényező értéke enyhe – alig észrevehető – emelkedést mutat, ennek oka, hogy a kondenzátorban a fűtött közeg hőmérséklete enyhén emelkedik és a hőátadási tényezőt befolyásoló jellemzők, elsősorban a Re-szám nő.

8.19. ábra. A fűtött közeg nyomásvesztesége a kondenzátor teljes hosszában, amikor m_{fviz}=0.28 kg/s



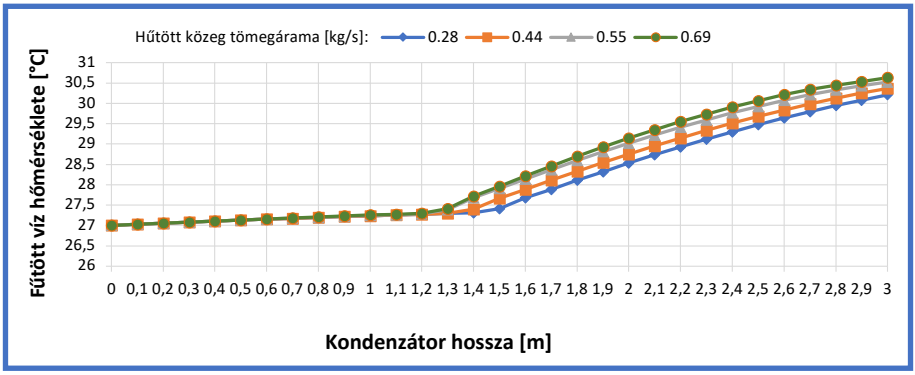
A *8.19. ábra* mutatja a fűtött közeg nyomásveszteségét a kondenzátor mentén. A közeg nyomásvesztesége megközelítőleg lineárisan változik. Miután állandó a fűtött közeg tömegárama, a nyomásveszteség mértéke kismértékben csak attól változik, hogy a hőmérséklete s ezen keresztül a Re-szám is módosul.

8.20. ábra. A fűtési teljesítmény változása a kondenzátor teljes hosszán



A *8.20 ábrán* a kondenzátorban leadott hőteljesítmény változását mutatja. A hőteljesítmény változása a kondenzátor hossza mentén erősen növekedő. A meredek emelkedés akkor fejeződik be, amikor a tiszta kondenzációs szakaszt vizsgáljuk.

8.21. ábra. A fűtött közeg hőmérsékletének változása a kondenzátor teljes hosszában



A *8.21. ábra* mutatja a fűtött közeg hőmérsékletváltozását a kondenzátor mentén. Az előző eredményekkel összhangban a kondenzátum első 1/3-ában alacsony értékékű hőátadási tényezők miatt a hőmérsékletváltozás értéke enyhe, a 2/3-ában már jelentős.

A szimulációs eredmények által lehetségessé vált a kompresszoros hőszivattyú rendszerelemeiben lezajló folyamatok teljeskörű megismerése. A *8.3–8.21 ábrákon* bemutattuk az elpárologtatóban és kondenzátorban lezajló állapotváltozásokat és a termodinamikai állapotjelzők változását a hőcserélő felület mentén. Tudományos eredmény a termodinamikai állapotjelzők változásának nagypontosságú leírása, ennek eredményeképpen a hőszivattyús rendszer üzemének optimalizálása, a maximális COP meghatározása egzakttá, pontosabbá válhat.

Felhasznált irodalom

[1] Sánta, Róbert–Garbai, László–Fürstner, Igor (2015): Optimization of heat pump system. *Energy,* 89., pp. 45–54.

[2] Sánta, Róbert–Garbai, László–Fürstner, Igor (2017): Numerical investigation of the heat pump system. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry,* 130., (2.), pp. 1133–1144.

[3] Sánta, Róbert–Bošnjaković, Mladen–Čikić, Ante (2022): Experimental and Numerical Testing of Heat Pump Evaporator. *Applied Sciences-Basel,* 12., (23.), Paper: 11973, p. 18.

[4] Garbai, László–Sánta, Róbert (2012): Flow Pattern Map for In Tube Evaporation and Condensation, In: Szakál, Anikó (Eds.): *EXPRES 2012: 4th IEEE International Symposium on Exploitation of Renewable Energy Sources: Proceedings.* Budapest–Subotica: Óbuda University–Subotica Technical College of Applied Sciences. Pp. 125–130.

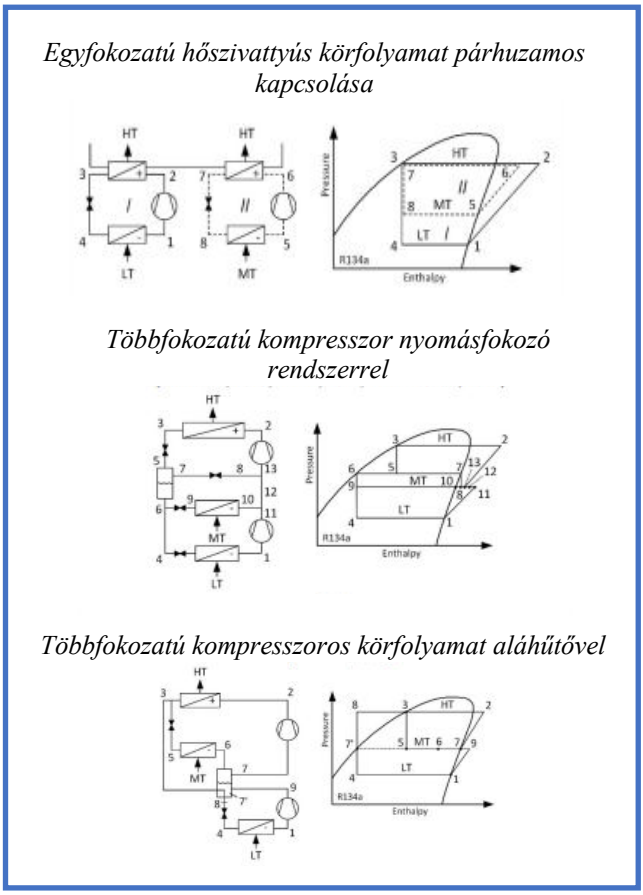
[5] Sánta, Róbert–Garbai, László (2015): Measurement testing of heat transfer coefficients in the evaporator and condenser of heat pumps. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry,* 119., (3.), pp. 2099–2106.

[6] Sánta, Róbert (2021): Investigations of the performance of a heat pump with internal heat exchanger. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry,* 146., Paper: 11130. p. 11.
[7] Róbert Sánta–Igor Fürstner (2022): Investigation of the Pressure Drop in the Shell Side of the Evaporator. *Acta Polytechnica Hungarica,* 19., (9.), pp. 239–249.
[8] Sánta, Róbert–Garbai, László (2013): The mathematical model and numerical simulation of the heat pump system, Annals of faculty of engineering Hunedoara. *International Journal of Engineering,* 11., (4.), pp. 271–281.

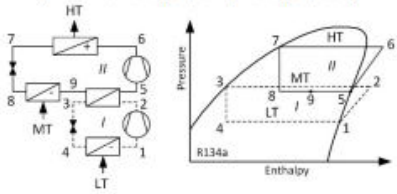
9. A kétfokozatú kompresszoros hőszivattyúk

Az elmúlt évtizedben igen nagyszámú és különböző típusú hőszivattyúk körfolyamatát és annak energtikai jellemzőit vizsgálták a kutatók. Ebben a fejezetben bemutatásra kerül, a kétfokozatú hőszivattyú és kivizsgálásra került a COP-értékei, különböző feltétel mellett. A *9.1. ábrán* bemutatunk néhány ismertebb hőszivattyús körfolyamatot.

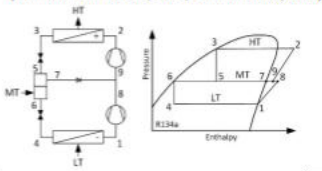
9.1. ábra. A hőszivattyúk körfolyamatai



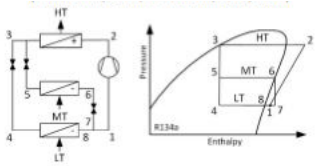
Kaszkád körfolyamat



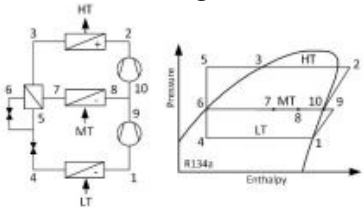
Többfokozatú kompresszoros körfolyamat nyitott előmelegítővel



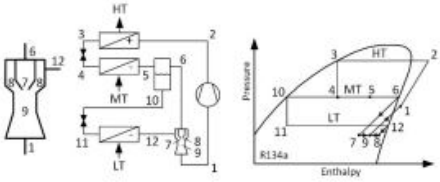
Többfokozatú fojtószeleppel ellátott körfolyamat



Többfokozatú kompresszoros körfolyamat zárt előmelegítővel



Ejektoros körfolyamat két hőleadóval



Az egyfokozatú kompresszoros hőszivattyúkkal üzembiztosan, jó hatásfokkal elérhető a kivánt hűtési és fűtési teljesímény egy belátható hőmérsékleti tartományban, ez leggyakrabban 0°C elpárolgási és 60°C kondenzációs hőmérsékletek mellett, maximum -10°C külső levegő hőmérséklet. A két, illetve több fokozatú hőszivattyúk kitűnően alkalmazhatók alacsonyabb, illetve magasabb üzemi hőmérsékletek mellett is, kielégítő COP-érték mellett.

Azonban az egyes fokozatokban dolgozó kompresszorok a kisebb nyomásviszony következtében jobb szállítási fokot és indukált hatásfokot biztosító feltételek mellett üzemelnek [1]. A két- és több fokozatú kompresszoros hőszivattyúk alkalmazását gazdasági megfontolások is korlátozhatják. A szakirodalomban számos összehasonlítást végeztek a különböző típusú hőszivattyúk jellemzőről. A *9.1. táblázat*ban Bertsh (et al. 2005) több típusú hőszivattyú jellemzőit hasonlította össze. Az egyfokozatú hőszivattyú körfolyamatát tekintette referensnek, 100% hőteljesítménnyel és 100% hatásfokkal.

9.1.táblázat. Különböző típusú hőszivattyúk összehasonlítása [1]

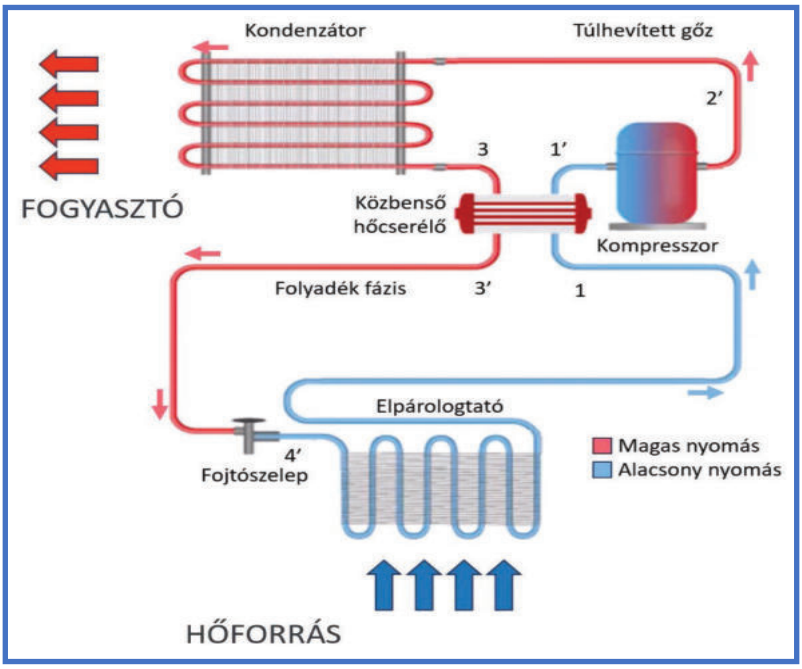
	Hőszivattyú típus	Javasolt kompresszor típus	Hőfok lépcső	Hatás-fok	Relatív hőteljesítmény	Kompresszió véghőmér-séklete
1	Egyfokozatú	LT	1	100%	100%	Magas
2	Kétfokozatú	2 fokozatú	1	130%	100%	Elfogadható
	Kétfokozatú közbenső hőcserélő	Scroll, dugattyús, rotációs	3	130%	140%	Elfogadható
3	Kétfokozatú economizer	2 fokozatú	1	130%	100%	Alacsony
		Scroll, dugattyús, rotációs	3	130%	150%	Alacsony
4	Cascade körfolyamat	Scroll, dugattyús, rotációs	1	140%	140%	Alacsony
5	Injektoros	hasonló	2		115%	Magas

Közbenső hőcserélővel ellátott kompresszoros hőszivattyú

A közbenső hőcserélővel ellátott hőszivattyús rendszert meghatározó elemeinek fizikai modelljét az *9.2. ábrán* mutatjuk be. A fizikai modell, amelyet matematikailag leírunk, az elpárologtatóból, a kompresszorból, a kondenzátorból, fojtószelepből, és a közbenső hőcserélőből áll.

A hűtőközeg az elpáralogtatóban, elpárolgással átveszi a hőt az alacsony hőfokú közegtől. A képződött alacsony hőmérsékletű gőzt a közbenső hőcserélőben előmelegíti a kondenzátorból kiáramló magas hőmérsékletű folyadékfázisú hűtőközeg. Az előmelegített gőzfázisú hűtőközeget a kompresszor beszívja és mechanikai munka befektetése mellett magasabb energiaszintre szállítja, komprimálja. A magas hőmérsékletű túlhevített gőz a kondenzátorban a hőt leadja a szállítóközegnek – legtöbb esetben víz – és kondenzálódik. A kondenzálódott magas hőmérsérsékletű folyadákfázisú hűtőközeg a közbenső hőcserélőben leadja a hőjét és a fojtószelepben létrejön a nyomáscsökkenés, a kondenzációs nyomásról az elpárolgási nyomásra, valamint biztosítja a szükséges mennyiségű hűtőközeg beadagolását az elpárologatóba a rendszer helyes működéséhez.

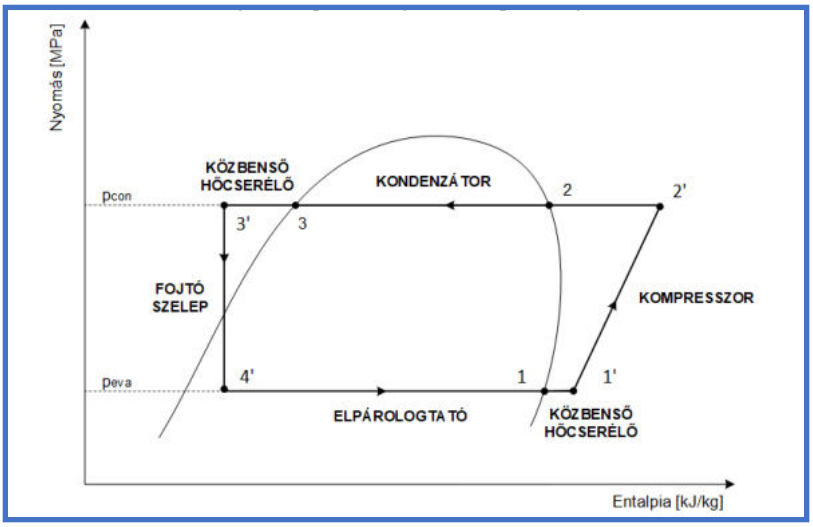
9.2. ábra. A közbenső hőcserélővel ellátott hőszivattyú sematikus ábrája



A közbenső hőcserélővel ellátott körfolyamat logp–h-diagramját a következő *9.3 ábrán* láthatjuk. A körfolyamat következő állapotváltozásokból tevődik össze:

– 4'–1 szakasz: az elpárologtatóban lezajló elpárolgás,
– 1–1' szakasz: a közbenső hőcserélőben lezajló túlhevítés,
– 2'–2 szakasz: a kompresszorban lezajló kompresszió
– 3–3' szakasz: a közbenső hőcserélőben aláhűtés,
– 3'–4' szakasz: a fojtószelepben lezajló izentalpikus fojtás.

9.3. ábra. A hőszivattyú körfolyamatának ábrázolása a P–h-diagramban [2]



A következőkben bemutatjuk a közbenső hőcserélővel ellátott hőszivattyú koncentrált paraméterű matematikai modelljét, állandósult állapotra. A hőcserélőkben lezajló folyamatokat az energiamérleg alapján írtuk le, míg a fojtószelep és kompresszor egyenlete szintén algebrai egyenleteket képez. [2]. A modellalkotás során közelítésekkel éltünk, mivel a hőcserélőkben az áramlási veszteségeket elhanyagoltuk, és az egy- és kétfázisú közegek hőátadási tényezőit állandónak tekintettük, továbbá a munkában izentalpikus fojtást feltételeztünk.

9.1.1. A közbenső hőcserélővel ellátott hőszivattyú matematikai modellje

Az elpárologtató hőmérlege veszteségmentes hőátadás esetén:

A hűtött közeg által leadott hő: $q_{cw} = \dot{m}_w \cdot c_{p_w} \cdot (T_{in} - T_{out}).$ (9.1)

A hűtőközeg által felvett hő: $q_{eva} = \dot{m}_r \cdot (h_1 - h_{4`}).$ (9.2)

A hőcserélőben átszármaztatott hő: $q_{ihx} = U \cdot A \cdot \Delta T_{log}.$ (9.3)

A kondenzátor veszteségmentes mérlegegyenletei:

A fűtött közeg által felvett hő: $q_{hw} = \dot{m}_w \cdot c_{p_w} \cdot (T_{in} - T_{out}).$ (9.4)

A hűtőközeg által leadott hő: $q_{con} = \dot{m}_r \cdot (h_{2`} - h_3).$ (9.5)

A hőcserélőben átszármaztatott hő: $q_{ihx} = U \cdot A \cdot \Delta T_{log}.$ (9.6)

A közbenső hőcserélő veszteségmentes mérlegegyenletei:

A folyadákfázisú hűtőközeg által leadott hő:

$$q_{liq} = h_3 - h_{3`} = \dot{m}_r \cdot c_{p_{liq}} \cdot (T_3 - T_{3'}). \quad (9.7)$$

A gőzfázisú hűtőközeg által leadott hő:

$$q_{vap} = h_{1`} - h_1 = \dot{m}_r \cdot c_{p_{vap}} \cdot (T_{1'} - T_1). \quad (9.8)$$

A hőcserélőben átszármaztatott hő:

$$q_{ihx} = U \cdot A \cdot \varepsilon \cdot \Delta T_{log}. \quad (9.9)$$

A fentebb említett energiaegyenleteken kívül számos segédegyenletre is szükség van a hőszivattyú matematikai modellezéséhez. Ide tartoznak a hőátadás egyenletei és a hűtőközeg fizikai jellemzői és egyenletei.

A hőátbocsátási tényező meghatározása szolgáló egyenlet:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{vap}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{liq}}}, \quad (9.10)$$

amennyiben elhanyagoljuk a hőcserélő falának ellenállását, akkor:

$$U = \frac{\alpha_{vap} \cdot \alpha_{liq}}{\alpha_{vap} + \alpha_{liq}}. \quad (9.11)$$

A hőcserélőkben tiszta ellenáramú közegvezetés valósul meg, valamint a hőátbocsátási tényező állandó, ezért logaritmikus hőmérséklet-különbséggel számoltam:

$$\Delta T_{log} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}}. \quad (9.12)$$

A fojtószelep (adagolószelep) feladata, hogy megfelelő mennyiségű hűtőközeggel lássa el az elpárologtatót. A fojtószelep teljesítménye:

$$Q_{tev} = C \cdot \sqrt{\rho \cdot (t_{con} - t_{eva})} \cdot [h_{con} - h_{eva}] \quad (9.13)$$

A kompresszornak, mint rendszerelemnek a leírása – ismert módon – a kompresszió-viszonnyal meghatározott entalpiaváltozással és a kompresszor belső hatásfokával valósítható meg. A kompresszor teljesítményszükséglete:

$$P = \dot{m}_r \cdot (h_{con} - h_{eva}) \cdot \frac{1}{\eta}. \quad (9.14)$$

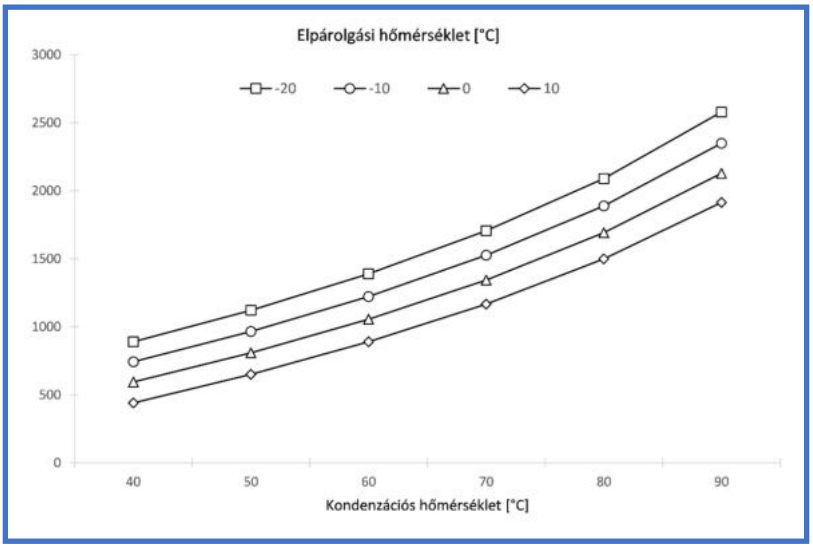
9.1.2. A közbenső hőcserélővel ellátott hőszivattyú energetikai jellemzőinek vizsgálata

A stacioner működést leíró matematikai modell bemenő adatai:

– hűtőközeg: R134a
– hűtőközeg elpárolgási hőmérséklete: T_{eva}=-20 ÷10 °C.
– hűtőközeg kondenzációs hőmérséklete: T_{con}=50 ÷90 °C.
– hűtési teljesítmény: $\dot{Q}_0$=5 kW.
– kompresszor izentrópikus hatásfoka: η=0,7.
– közbenső hőcserélő hatásfoka: ε=0,65.
– utóhűtés hőmérséklete: T_u=5 °C .

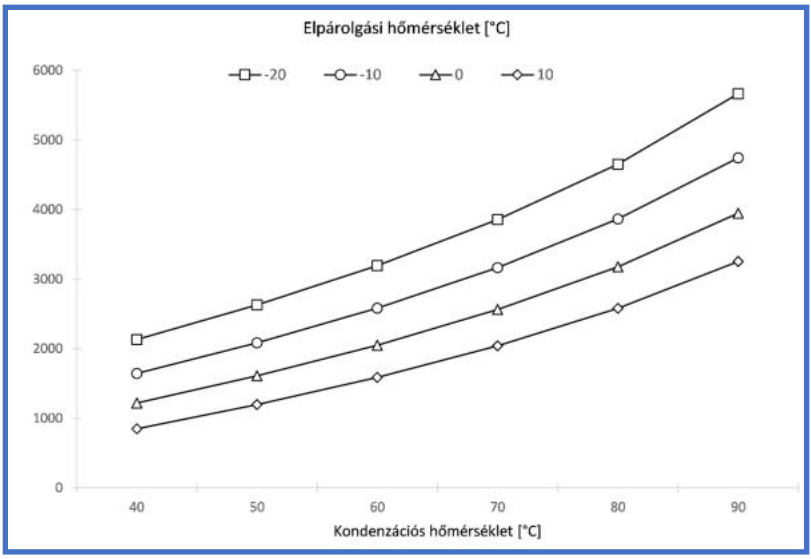
A szimulációs eredményeket grafikusan, diagramokban mutatom be [3].

9.4. ábra. A közbenső hőcserélő hőteljesítménye az elpárolgási és kondenzációs hőmérséklet függvényében



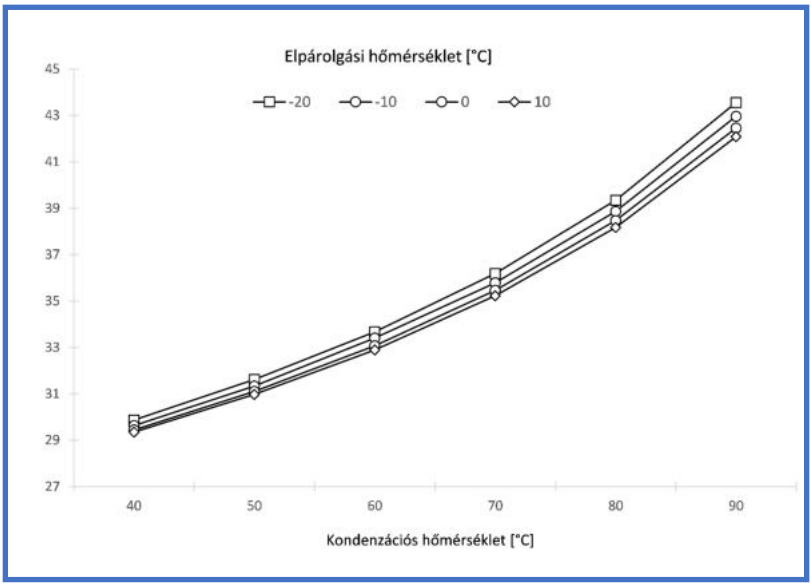
A szimulációs eredmények alapján megállapítható a fenti ábrán, hogy az elpárolgási hőmérséklet csökkenésével és a növekvő kondenzációs hőmérséklet mellett, az átadott hőmennyiség növekszik az elpárologtatóból kiáramló alacsony hőmérsékletű túlhevített gőz és a kondenzátorból kiáramló magas hőmérsékletű folyadékfázisú hűtőközeg között, a közbenső hőcserélőben.

9.5. ábra. A kompresszor teljesítményigénye az elpárolgási és kondenzációs hőmérséklet függvényében

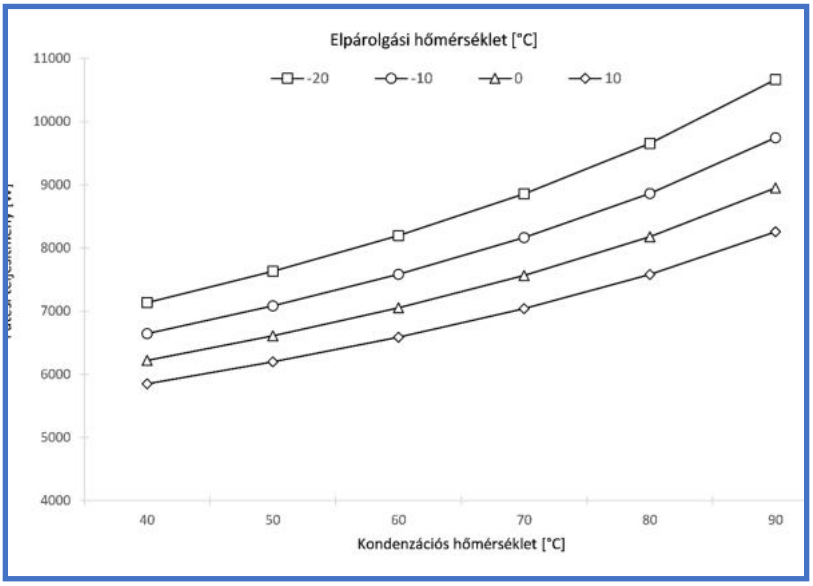


A kompresszor energiaigénye látható a *9.5. ábrán.* Megfigyelhetjük, hogy a kompresszor energiaigénye növekszik az elpárolgási hőmérséklet csökkenésével és a kondenzációs hőmérséklet növekedésével.

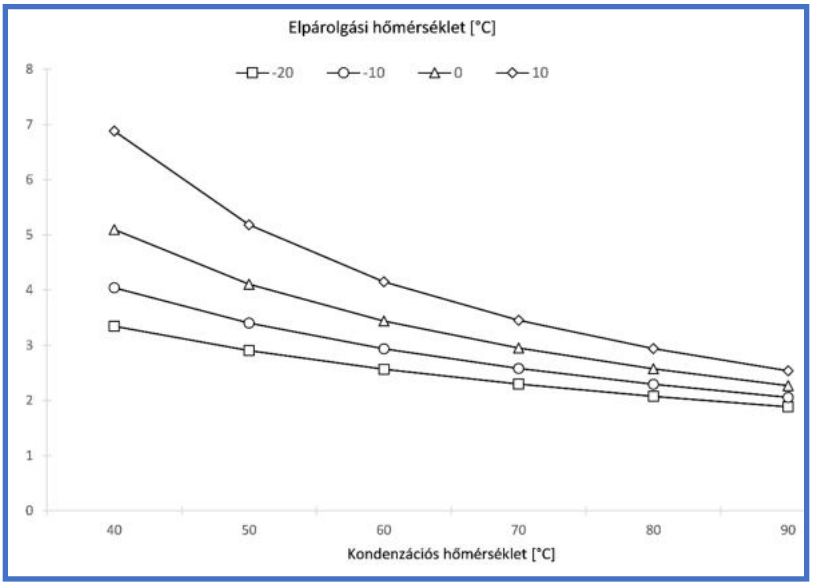
9.6. ábra. A hűtőközeg tömegárama az elpárolgási és kondenzációs hőmérséklet függvényében



9.7.ábra. A fűtési teljesítmény az elpárolgási és kondenzációs hőmérséklet függvényében



9.8. ábra. A hőszivattyú COP-értéke az elpárolgási és kondenzációs hőmérséklet függvényében



Összeségében elmondható, hogy a nagyobb mértékben előmelegített túlhevített gőzfázisú hűtőközeg, magasabb energiaszinttel rendelkezik, s így a hőszivattyú kompresszor energiaigénye mind alacsonyabbá válik. Az alacsony kompresszorigény viszont kihat a hőszivattyú COP-értékére, s láthatjuk a *9.8. ábrán*, hogy igen magas COP-érték is elérhető a közbenső hőcserélő alkalmazásával, valamint kedvező szerepe megfigyelhető a hőszivattyú fűtési teljesítményénél is *(9.7. ábra).* (A közbenső hőcserélő alkalmazása + a fojtószelep együtetes alkalmazása olyan hatású, mintha közelednénk az izentropikus állapotváltozás irányába.)

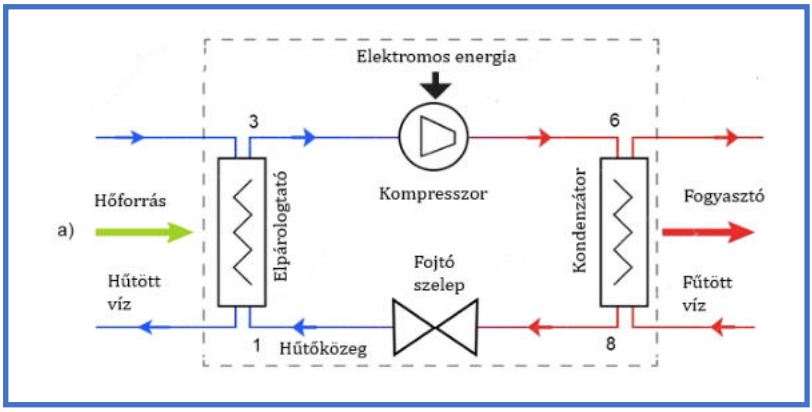
9.2. A HAGYOMÁNYOS- ÉS KÖZBENSŐ HŐCSERÉLŐVEL ELLÁTOTT KÖRFOLYAMAT ÖSSZEHASONLÍTÁSA

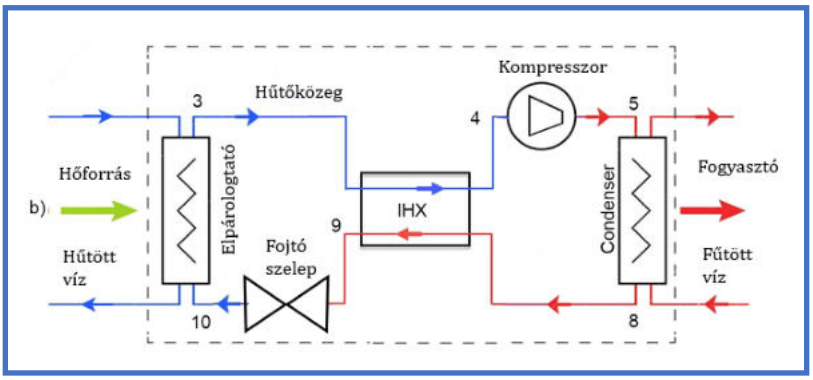
Ebben a fejezetben a közbenső hőcserélővel ellátott és anélküli kompresszoros hőszivattyú energetikai jellemzőit hasonlítjuk össze az R1234yf és R1234ze hűtőközegekkel. A körfolyamat leírására koncentrált paraméterű matematikai modellt használtunk, amelyet a *7. fejezet*ben tárgyaltunk. Az alkalmazott matematikai modell nagy hátránya, hogy nem veszi figyelembe a hőcserélőkben fellépő nyomásveszteséget.

A *9.9. ábra* a) részében bemutattuk a kompresszoros hőszivattyú körfolyamatának sematikus ábráját, míg a b) részben a körfolyamatot egy belső hőcserélővel kiegészítettük ki.

Amikor a körfolyamat nem tartalmazza a belső hőcserélőt, tehát anélküli a rendszer, akkor IHX OFF jelölést használtunk, míg abban az esetben amikor tartalmazta a belső hőcserélőt akkor viszont IHX ON jelöléssel éltünk.

9.9. ábra. A hőszivattyús rendszer körfolyamata a) belső hőcserélő nélkül, b) belső hőcserélővel ellátva [4]

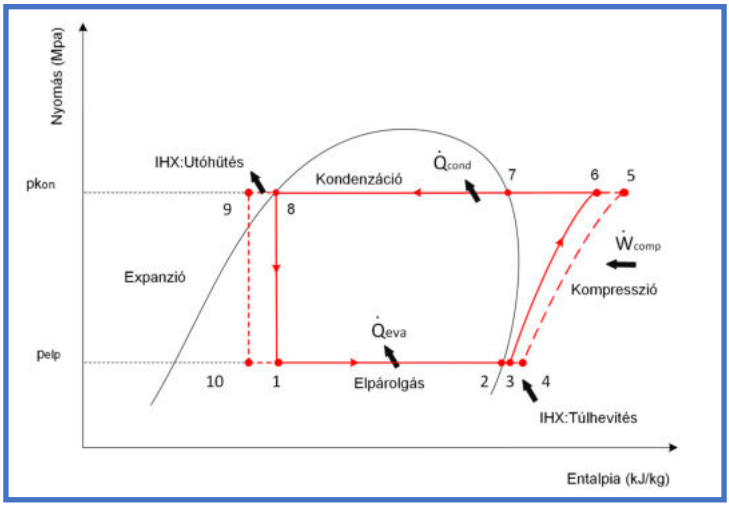




A hőszivattyú körfolyamatának ábrázolását a logp–h-diagramban a *9.10. ábrán* került ábrázoltuk. A belső hőcserélővel ellátott és anélküli körfolyamat különbségét a szaggatott és a telt vonalak jelzik.

A belső hőcserélő nélküli körfolyamat azaz IHX OFF a következő szakaszok között valósul meg, 1–2 szakasz között az elpárolgás, 2–3 túlhevítési szakasz, 3–6 kompressziós szakasz, 6–7 túlhevített szakasz, 7–8 kondenzációs szakasz és a 8–1 szakaszon pedig az izentalpikus fojtás. A belső hőcserélővel ellátott körfolyamat, azaz IHX ON pedig: 10–3 szakasz között az elpárolgási folyamatban zajlik, 3–4 túlhevítési szakasz – belső hőcserélő következménye, 4–5 kompressziós szakasz, 5–7 túlhevített szakasz, 7–8 kondenzációs szakasz, 8–9 aláhűtött szakasz, 9–10 pedig izentalpikus fojtás.

9.10. ábra. A körfolyamat ábrázolása log p-h diagramban [4]

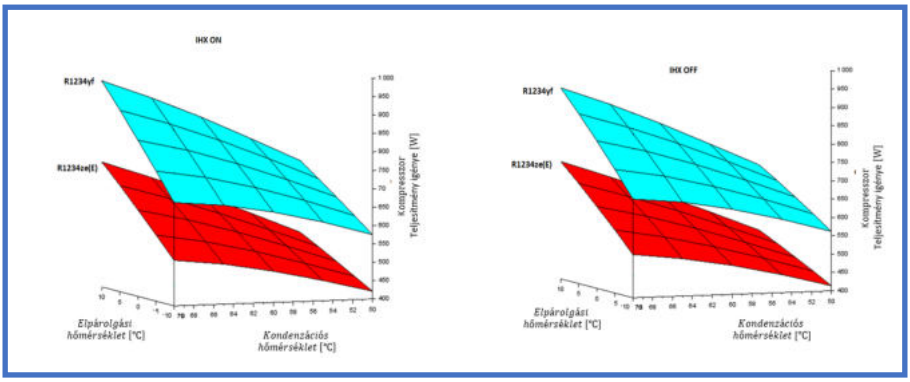


A következő ábrákon a hőszivattyú COP-értékét, hűtő- és fűtőteljesítményét, illetve a kompresszor energiaigényét mutatjuk be közbenső hőcserélővel (IHX) és anélkül az R1234ze(E) és R1234yf hűtőközegek esetében.

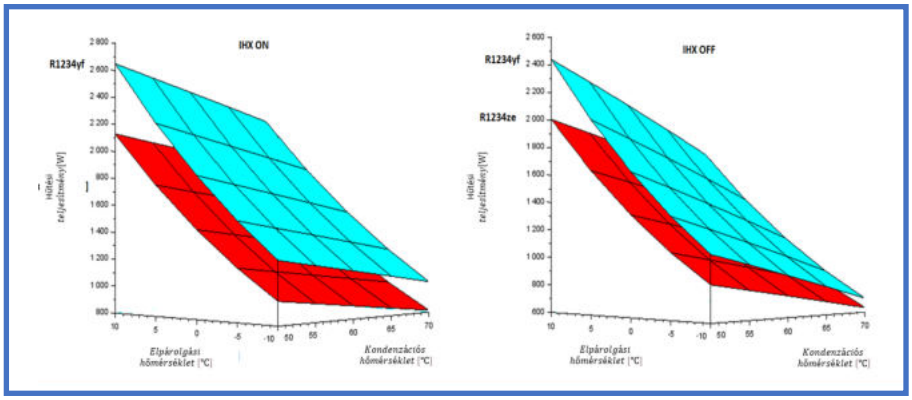
A vizsgálatot numerikus szimuláció segítségével végeztük, amelynek a bemenő értékei a következők:

– alkalmazott hűtőközeg:	R1234yf és R1234ze(E)
– az elpárolgási hőmérséklet:	T_e=-10,-5,0,5,10 °C
– a kondenzációs hőmérséklet:	T_c=50,55,60,65,70 °C
– a kompresszor szállítóteljesítménye:	$\dot{V}$ =0.001 m³/s.
– a kompresszor hatásfoka:	η=0,7
– a közbenső hőcserélő hatékonysága:	ε=0,65

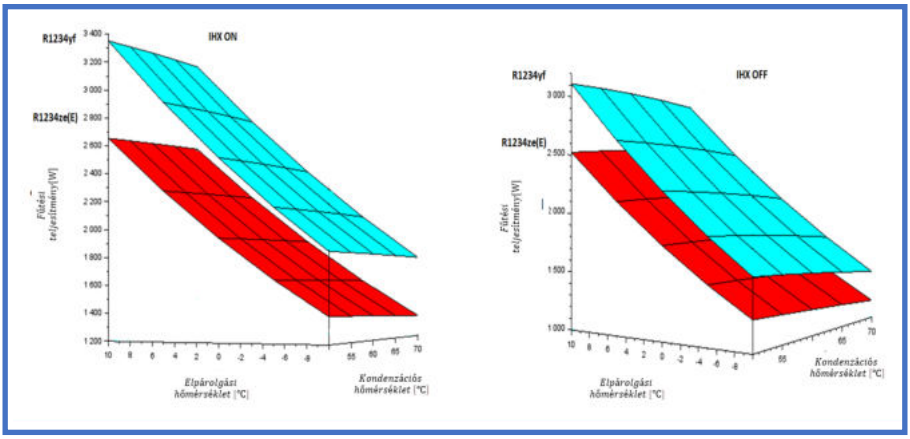
9.11. ábra. A kompresszor teljesítményigénye, hőcserélővel ellátott (ON) és anélküli (OFF) hőszivattyú esetében



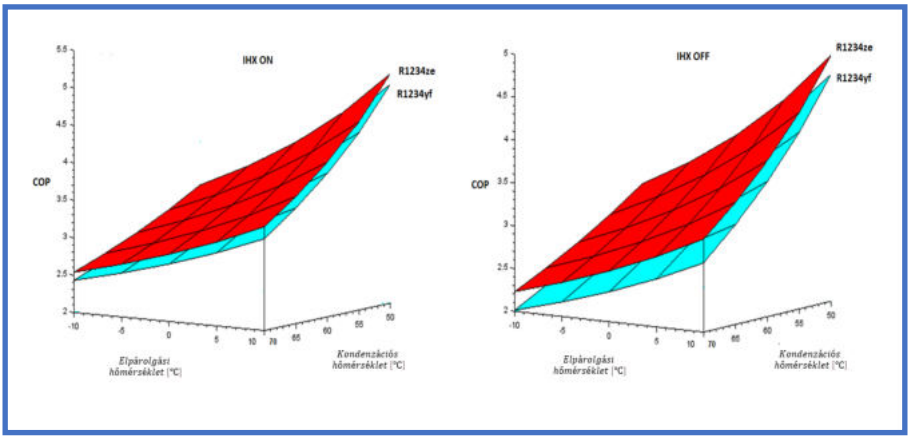
9.12. ábra. A hűtési teljesítmény, hőcserélővel ellátott (ON) és anélküli (OFF) hőszivattyú esetében



9.13. ábra. A fűtési teljesítmény, hőcserélővel ellátott (ON) és anélküli (OFF) hőszivattyú esetében



9.13. ábra. A COP-értéke, hőcserélővel ellátott (ON) és anélküli (OFF) hőszivattyú esetében



A szimulációs eredmények alapján megállapíthatjuk, hogy a közbenső hőcserélő (IHX) alkalmazása a körfolyamatban mindkét vizsgált hűtőközeg R1234ze(E) és R1234yf esetében, nagyobb hűtési és fűtési teljesítményt eredményezett, mint amikor a körfolyamat nem tartalmazta a közbenső hőcserélőt (IHX OFF).

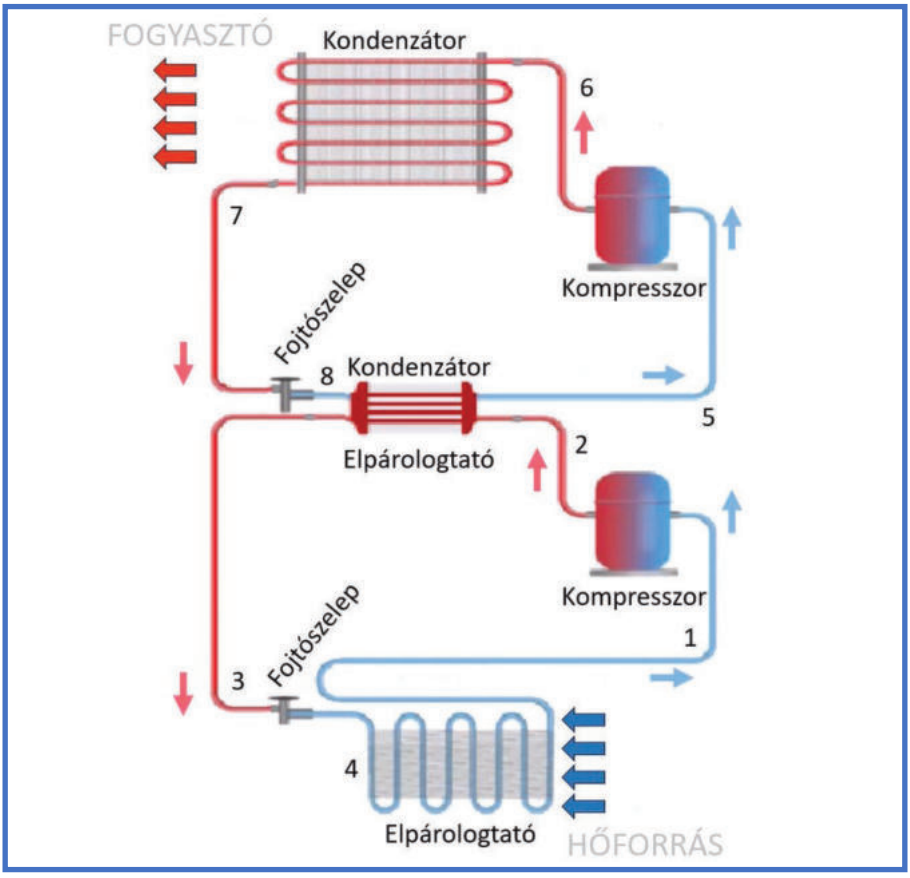
A kompresszor teljesítményigénye viszont közel azonos volt függetlenül a közbenső hőcserélő alkalmazástól, 5% alatt volt az eltérés, amely a *9.11 ábrán* látható.

Megállapítható, hogy az R1234ze(E) hűtőközeggel ellátott hőszivattyú nagyobb COP-értéket eredményezett mindkét esetben mint az R1234yf hűtőközeggel ellátott berendezés. A közbenső hőcserélő alkalmazásával a hőszivattyú COP-értéke 3,95–13,77% nagyobb volt mint anélkül az R1234ze hűtőközeg esetében, amelyet a *9.14 ábrán* láthatunk. Ez a különbség az R1234yf hűtőközeg esetében már lényegesen nagyobb volt, 5,86 és 20,67% között [4].

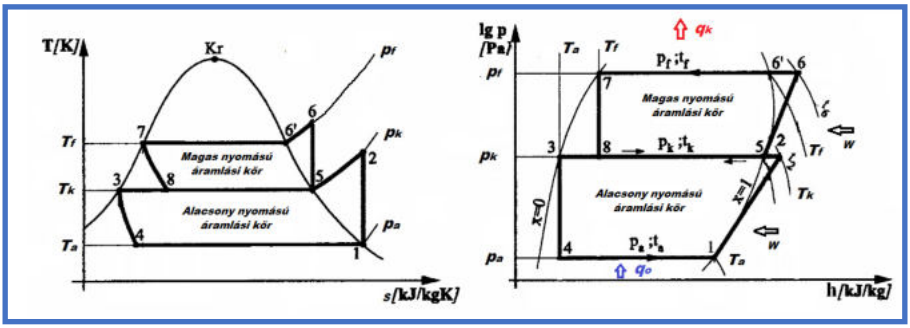
9.3. Kétfokozatú kaszkád kompresszorral ellátott hőszivattyú

A kétfokozatú kompresszort – két kompresszió és két fojtás – akkor alkalmazzák, ha nagy a nyomásviszony $p_a / p_f > 8$, vagy ha az alsó hőfokszint igen alacsony, de a legtöbb esetben a kaszkád hőszivattyúk használata magas hőmérsékletű fűtési rendszerekben indokolt. A közbenső hőcserélő az alsó körben kondenzátor, míg a felső áramlási körben elpárologtató. A két – alacsony és magas nyomású – áramlási körben a keringtetett hűtőközeg tömegárama nem azonos.

9.15. ábra. Kétfokozatú hőszivattyú két kompresszióval és két fojtással



9.16. ábra. A körfolyamat ábrázolása T-s- és logp-h-diagramokban



A *9.15* és a *9.16 ábrá*kon nyomon követhetjük a körfolyamatokban végbemenő állapotváltozások sorozatát.

Az alacsony nyomású áramlási körben áramló hűtőközeg elpárolog a hőfelvétel során, 4–1 szakaszon. Majd a hűtőközeg a kompresszorban sűrítésre kerül, amelyet az 1–2 szakasz ábrázol. A túlhevített hűtőközeg a közbenső hőcserélőben hőleadás következtében kondenzálódik, a 2–5 szakasz a kondenzációs szakasz. A csepfolyósított hűtőközeg beáramlik a fojtószelepbe és lezajlik az izentalpikus fojtás a 3–4 szakaszon.

A magas nyomású áramlási körben áramló hűtőközeg felveszi a hőt az alacsony nyomású áramlási körtől a közbenső hőcserélőben és ennek hatására a magas nyomású körben áramló hűtőközeg elpárolog, amely folyamatot a 8–3 szakasz jelöl. Az elpárologott hűtőközeg beáramlik a kompresszorba és a hűtőközeg komprimálódik amelyet az 5–6 szakasz ábrázolja. A 6–7 szakaszon a hűtőközeg csepfolyósodik, mivel itt történik a hőleadás a fűtött közegnek. A kondenzálódott hűtőközeg a 7–8 szakaszon fojtásra kerül, majd pedig a körfolyamat ciklikusan ismétlődik a magas nyomású áramlási körben.

A magas és az alacsony áramlási kör a közbenső hőcserélőben kapcsolódik és ellenáramú áramlás valósul meg. A hőátadás megvalósul a két hűtőközeg között, az alacsony áramlási körben áramló hűtőközeg leadja a hőjét a magasnyomású körben áramló hűtőközegnek.

9.3.1. A kaszkád hőszivattyú termodinamikai elemzése

A közbenső hőcserélőben megvalósult hőátadás állandósult állapotra [5]:

$$Q_a=Q_f \tag{9.15}$$

$$q_a=q_0+w_a=h_2-h_3 \tag{9.16}$$

$$q_f=h_5-h_8 \tag{9.17}$$

Átlagos hőmérséklet a kaszkád körfolyamat hőcserélőjében:

$$T_m=(T_{f,E}+T_{a,C})/2 \tag{9.18}$$

$$T_{f,E}=T_m-\Delta T/2 \tag{9.19}$$

$$T_{a,C}=T_m-\Delta T/2 \tag{9.20}$$

A magas hőmérsékletű körben áramló közeg tömegáram:

$$\dot{m}_f=\dot{Q}_f/(h_5-h_8) \tag{9.21}$$

Az alacsony hőmérsékletű körben áramló hűtőközeg tömegáram:

$$\dot{m}_a=\dot{Q}_a/(h_2-h_3) \tag{9.22}$$

$$\dot{m}_f=Q_f/q_f=\dot{m}_a\cdot(h_2-h_3)/(h_5-h_8) \tag{9.23}$$

$$w=w_a+\dot{m}_f/\dot{m}_a\cdot w_f=(h_1-h_2)+\dot{m}_f/\dot{m}_a\cdot(h_5-h_6) \tag{9.24}$$

A kaszkád típusú hőszivattyú hűtési teljesítménye:

$$Q_0=\dot{m}_a\cdot(h_1-h_4) \tag{9.25}$$

A kompresszor energiaigénye alacsony hőmérsékletű áramlási körben:

$$P_a=\dot{m}_a\cdot(h_2-h_1) \tag{9.26}$$

A kompresszor energiaigénye magas hőmérsékletű áramlási körben:

$$P_f=\dot{m}_f\cdot(h_6-h_2) \tag{9.27}$$

A kaszkád hőszivattyú fűtési teljesítménye:

$$Q_{fűtés}=\dot{m}_f\cdot(h_6-h_7) \tag{9.28}$$

A kaszkád hőszivattyú COP-értéke:

$$COP_{fűtés}=\dot{Q}_{fűtés}/(P_a+P_f) \tag{9.29}$$

9.3.2. A kétfokozatú kaszkád kompresszorral ellátott hőszivattyú energetikai jellemzőinek vizsgálata

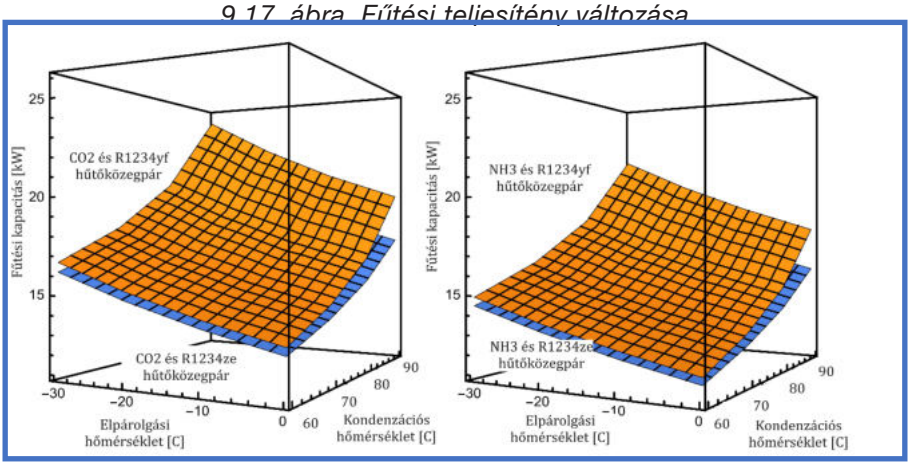
A kaszkád hőszivattyú alacsony és magas hőmérsékletű áramlási köreiben, a szakirodalomban fellelhető R717-R245fa, R245fa-R717, R134a-R600 és R1270-R717 hűtőközeg párosokra lett kivizsgálva a hőszivattyús rendszer COP-értéke [6]. Kutatásunk során, az CO2–R1234yf , CO2-R1234ze, valamint R717-R1234yf és R717-R1234ze típusú hűtőközegek függvényében vizsgáltuk a hőszivattyú energetikai jellemzőit.

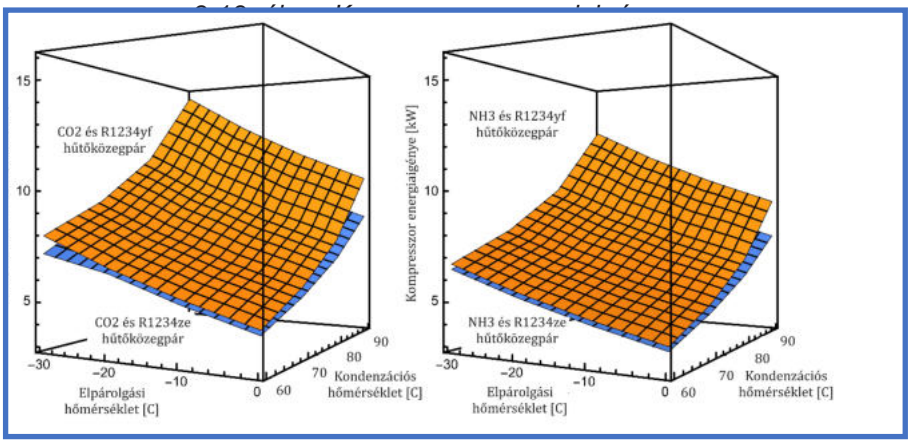
A vizsgálataink tárgyát alacsony, közel nulla GWP-értékű hűtőközegek képezték.

A szimuláció kezdeti feltételei:

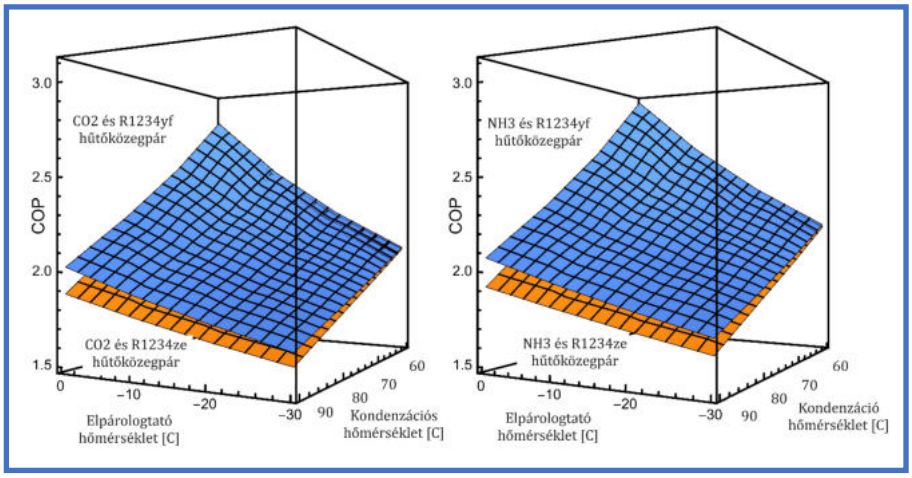
- Környezeti hőmérséklet: t_e=-30,-20,-10,0 °C
- Az előremenő fűtővíz hőmérséklete: t_c= 60,70,80,90 °C
- Kompresszor geometriai szállítóteljesítménye: $\dot{V}_{geo}$=0,001 m³/s
- Hűtési teljesítmény: Q_o=7000 W

9.17. ábra. Fűtési teljesítény változása





9.19. ábra. COP értékeinek változása



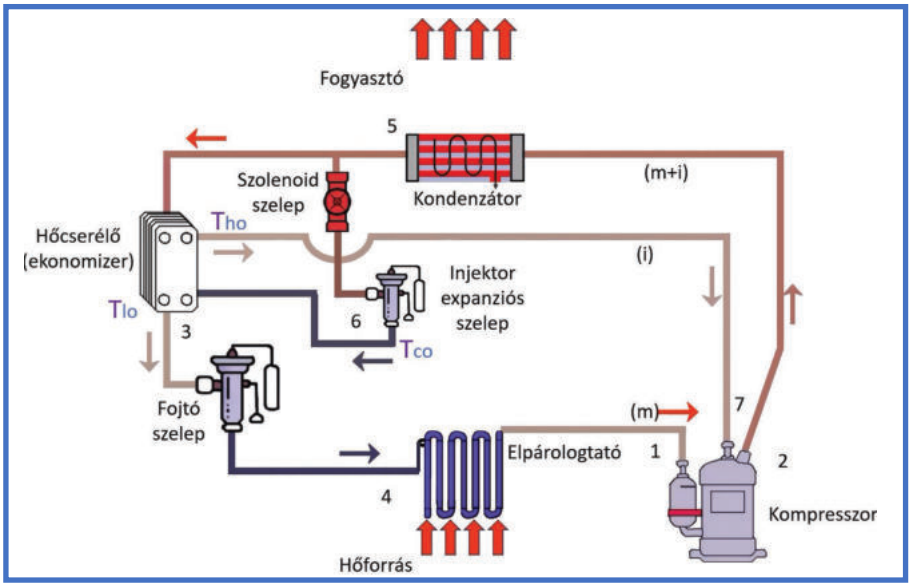
A szimulációs eredményekből megállapítható, hogy nagyon fontos a hűtőközegek megfelelő párosítása a hőszivattyú rendszer energiahatékonysága szempontjából. A *9.17. ábrán* a kaszkád hőszivattyús rendszer fűtési teljesítménye látható négy különböző munkaközegpár esetén. A vizsgált hűtőközegpárok közül CO_2 és R1234yf hűtőközegpárok biztosítják a legnagyobb fűtési teljesítményt a vizsgált elpárolgási és kondenzációs hőmérséklet mellett. A kompresszor legnagyobb energiaigénye pedig úgyszintén a CO_2 és R1234yf hűtőközegpár esetében volt, amelyet a *9.18 ábrán* követhetünk nyomon. A vizsgálatokokból kiderült, hogy a kaszkád hőszivattyús rendszer legmagasabb COP-értéke akkor állt elő, amikor az NH3 és R1234yf hűtőközegpárt alkalmaztuk munkaközegeknek. Ami azt jelenti, hogy az alacsony áramlási kör munkaközege ammónia, míg a magasé pedig az R1234yf hűtőközeg. A kaszkád hőszivattyús rendszer COP-értékeinek változását láthatjuk különböző hűtőközegpárokra a *9.19 ábrán.*

9.4. Injektoros (EVI) hőszivattyú

Az EVI (Enhanced Vapor Injection) technológia segítségével alacsony külső hőmérsékleten a hőszivattyúval nagyobb fűtőteljesítmény érhető el. Az elpárologtató telítési hőmérsékletének csökkentése (fűtési üzemmódban a kültéri egység) lehetővé teszi, hogy alacsonyabb éghajlati viszonyok mellett több hőt vegyen fel a környezeti levegőből. A hűtőközeg túlhevítése a hűtőközeg kompresszorba való befecskendezése előtt növeli a kompresszor nyomónyomását és hőmérsékletét (ami növeli a kondenzátorból kilépő folyadék hőmérsékletét).

A technológia lényege: a kondenzátor után a folyadék halmazállapotú hűtőközeg egy része megkerülő ágon egy mágnesszelepen és egy saját expanziós szelepen keresztül egy ún. economizer (utóhűtő-elpárologtató) lemezes hőcserélőn áramlik át, amelynek az a feladata, hogy a kondenzátorból kilépő hűtőközeget tovább hűtve növelje meg a fő elpárologtató teljesítményét és/vagy csökkentse az elpárolgási hőmérsékletet, ezáltal kiterjesztve a hőszivattyú üzemi hőmérsékleti határait *(9.20. ábra).*

9.20. ábra. Injektoros hőszivattyú sematikus ábrája



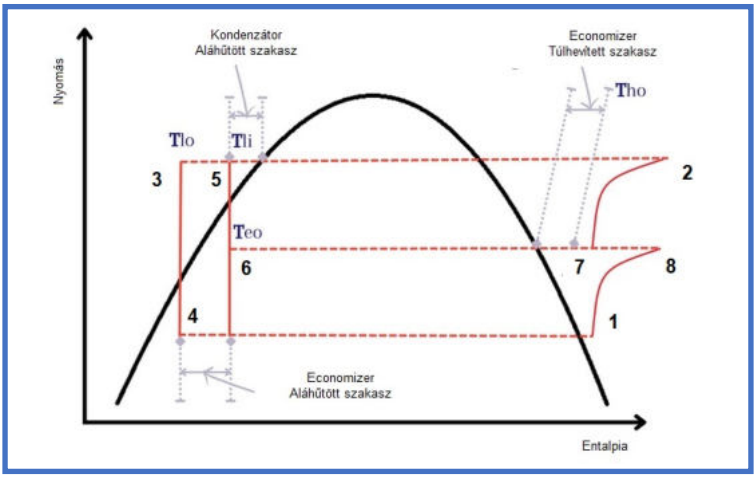
Amint a fenti ábrán látható, a kondenzátorból kilépő hűtőközeg-folyadékot két részre osztják. A folyadék kisebb része (i) egy további expanziós szelepen keresztül kitágul, majd egy ellenáramú lemezes hőcserélőbe áramlik.

A kondenzátorból kilépő folyadék fázisú hűtőközeg fő hányada (m) az economizeren keresztül lehűl, miközben a másik oldalon a hűtőközeg elpárologtatja és túlhevíti a befecskendezett közeget. A túlhevített gőzt fecskendezik a Scroll kompresszor gőzbefecskendező nyílásába. A kompressziós ütem alatti gőzbefecskendezéses visszahűtéssel jól csökkenthető a kompresszor fejhőmérséklete, illetve ugyanolyan túlhevítés mellett magasabb lehet a kondenzációs hőmérséklet. Még a legkedvezőtlenebb üzemi körülmények között is (alacsony elpárolgási nyomás és nagy kompressziós nyomás) a kompresszor hőmérséklete a működési határain belül tartható.

Az alábbi diagramon látható, hogy az aláhűtött hűtőközeg növeli az elpárologtató hűtési teljesítményét azáltal, hogy a folyadékfázisú hűtőközeg hőmérsékletét TLI-ről TLO-ra csökkenti, ezáltal növeli meg a latens energia mértékét, továbbá a kondenzátorból kiáramló hányad (i) szintén ugyanekkora

mértékben növeli a fűtési teljesítményt.

9.21. ábra. Injektoros hőszivattyú körfolyamata a logp–h-diagramban



A körfolyamatot logp-h-diagramon ábrázolva *(9.21. ábra)* is láthatjuk a befecskendezéses technológia előnyeit az egyfokozatú kompresszoros hűtőkörfolyamathoz képest. Az EVI gőzbefecskendezéses technológia segítségével alacsonyabb külső hőmérsékleten is magasabb előremenő fűtővíz hőmérséklet érhető el, ráadásul – egy normál hűtőkörfolyamathoz képest – jobb lesz a teljesítménytényező (COP), illetve a szezonális teljesítménytényező (SCOP) értéke is.

9.4.1. Az Injektoros hőszivattyú matematikai modellje

A körfolyamat COP-értéke:

$$COP_{fűtés}=Q_{fűtés}/W_k \tag{9.30}$$

A hőszivattyú fűtési teljesítménye:

$$Q_{fűtés}=Q_0+\phi\cdot W_k=\dot{m}_{eva}\cdot(h_1-h_4)+\phi\cdot W_k \tag{9.31}$$

ahol ϕ a kompresszor hatásfoka.

A hűtési teljesítmény a befecskendezési folyamat fojtása során keletkező hűtőkapacitás Qinj, és az economizer által visszanyert hűtőteljesítménye Qrev összege.

$$Q_o=Q_{inj}+Q_{rev} \tag{9.32}$$

$$Q_{inj}=\dot{m}_{inj}\cdot(h_7-h_5) \tag{9.33}$$

$$Q_{rev}=m'_{eva}\cdot(h_5-h_3) \quad (9.34)$$

A befecskendezési arány fontos tényező a befecskendezési teljesítmény értékeléséhez:

$$\text{Befecskendezési arány}= m'_{inj}/m'_{eva} \quad (9.35)$$

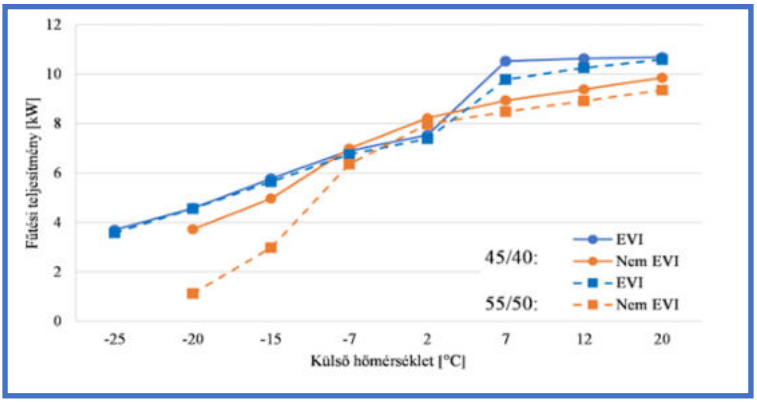
$$m'_{inj}=m'_{cond}-m'eva \quad (9.36)$$

Ahol m'_{inj} a befecskendezett hűtőközeg tömegárama, m'_{cond} a condenzátorban áramló hűtőközeg tömegáram, míg az m'_{eva} az elpárologtatóban áramló hűtőközeg tömegárama.

9.4.2. A levegő–víz típusú hőszivattyú összehasonlítása az injektoros hőszivattyúval

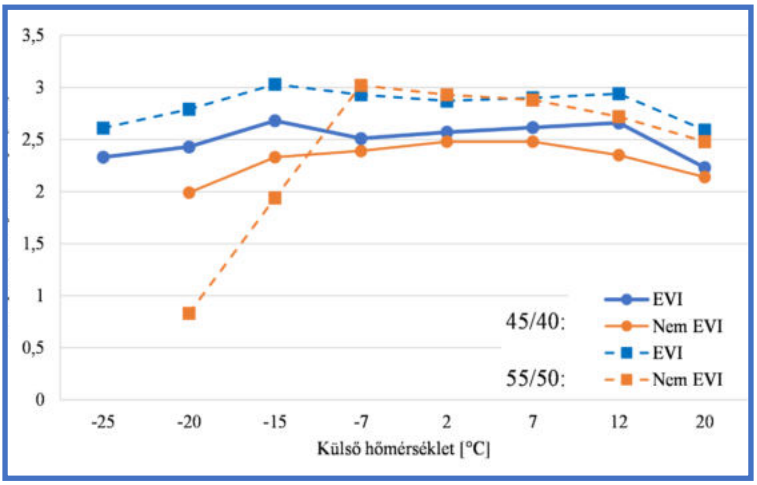
Ebben a fejezetben összehasonlításra kerül két különböző típusú levegő-víz hőszivattyú. Összehasonlítjuk az energetikai jellemzőiket: fűtési teljesítményüket, kompresszorteljesítmény igényük és nem utolsó sorban a COP-értékeiket. Az egyik hőszivattyú nem rendelkezik injektorral, míg a másik hőszivattyú körfolyamata rendelkezik injektorral (EVI). Az első hőszivattyú üzemi tartománya -25°C és +45°C, míg az utobbi hőszivattyú -20°C és +45°C között üzemel. Mindkét hőszivattyú Scroll típusú kompresszorral üzemel. A hőszivattyúk energetikai jellemzőinek vizsgálata a külső hőmérséklet -25°C és +20°C függvényében történt, míg az szekunder, azaz a fűtési kör előremenő és visszatérő hőmérséklete 45/40°C illetve 55/50°C volt.

9.22. ábra. Injektorral és anélküli hőszivattyú fűtési teljesítményének változása a külső hőmérséklet függvényében



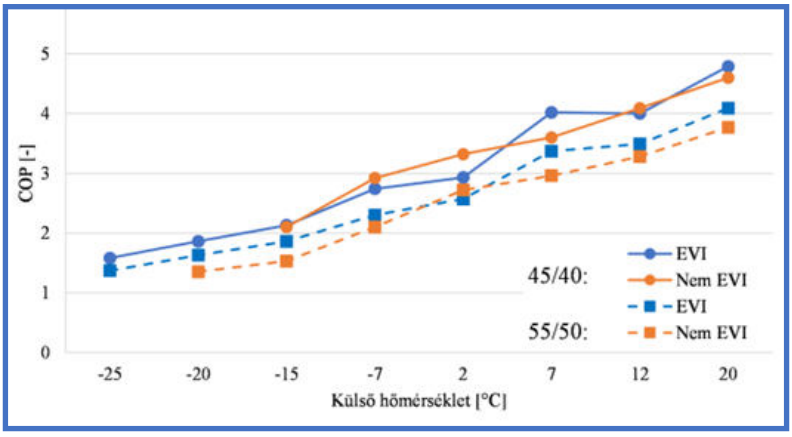
A *9.22. ábrán* bemutatásra került két különböző hőszivattyú fűtési teljesítménye és látható, hogy -7°C alatti hőmérsékleten az EVI-technológiás hőszivattyúk jobb fűtési teljesítményt eredményeznek, mint az EVI nélküliek. Továbbá, jelentősebb fűtési teljesítménykülönbség lép fel 55/50°C előremenő és visszatérő vízhőmérséklet esetén, mint 45/40°C esetében.

9.23. ábra. A Scroll típusú kompresszorteljesítmény igénye a külső hőmérséklet függvényében



A *9.23. ábrán* bemutattuk a Scroll kompresszor teljesítményigénye a külső hőmérséklet függvényében. Látható, hogy -7°C alatti hőmérsékleten az EVI-technológiás hőszivattyúk nagyobb energiafogyasztásúak, mint az EVI nélküli hőszivattyúk. Az EVI és a Nem-EVI hőszivattyúk közötti 55°C-os vízhőmérsékletnél nagyobb a teljesítményfelvétel, mint a 45°C-os vízhőmérsékletnél.

9.24. ábra. Injektorral és anélküli hőszivattyú COP-értékének változása a külső hőmérséklet függvényében



A *9.24. ábrán* láthatjuk a hőszivattyúk COP-értékeinek változását a külső levegőhőmérséklet függvényében. Megfigyelhető, hogy -7°C alatti hőmérsékleten az EVI technológiás hőszivattyúk COP-értéke magasabb, mint az EVI nélküli hőszivattyúké.

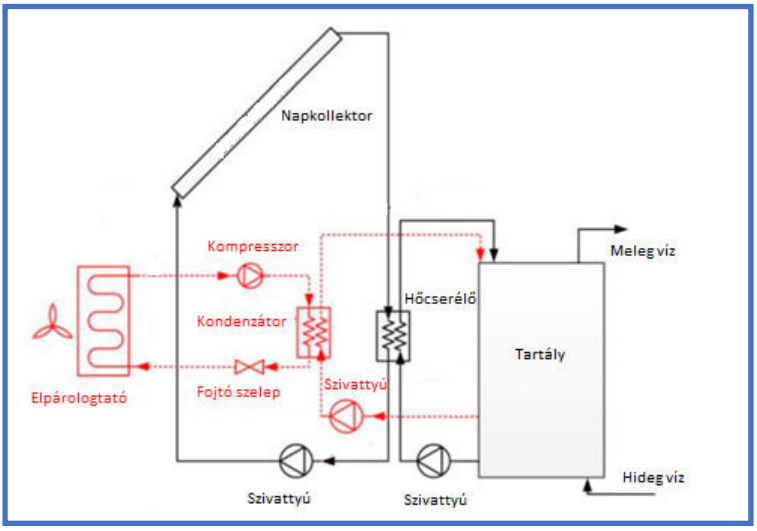
Összeségében elmondható, hogy az EVI technológiájú levegő–víz hőszivattyúk nagyobb COP-értéket eredményeznek és magasabb fűtési teljesítményt nyújtanak alacsonyabb külső, és magasabb vízhőmérsékleten.

9.5. Napkollektorral kibővitett hőszivattyús rendszer

A napkollektor és a hőszivattyús rendszer külön-külön alkalmazva is kitűnő lehetőség, hogy az épületeinket fűtsük/hűtsük és közben a környezetünk széndioxid terhelését csökkentsük. A napkollektoros berendezések és a hőszivattyúk közötti szinergiát számos kutató vizsgálta a ’70-es évektől egész napjainkig. A napkollektorokból és hőszivattyúból álló integrált rendszer, ún „Solar Assisted Heat Pump” (SAHP) ígéretes megoldás, hogy hőenergiát állítsunk elő bizonyítottan jobb rendszerhatékonysággal, és teljes egészében megújuló energiaforrásból. E téren számos rendszerkonfiguráció került bemutatásra a szakirodalomban, de jellemzően két csoportba oszthatók, az ún. „párhuzamos” és a „soros” kapcsolt konfigurációk. A SAHP rendszerek fő besorolása a komponensek integrációjára vonatkozik.

A párhuzamos rendszerek két áramlási körből állnak, a hőforrás köre, azaz a primer kör, ahol a hőenergiát a napkollektorral és/vagy a hőszivattyú biztosítja és ez a hőmennyiség kerül átadásra szekunder körben áramló fűtővíznek a lemezes hőcserélőkön keresztül.

9.25. ábra. A párhuzamos SAHP-rendszer sematikus vázlata [11]



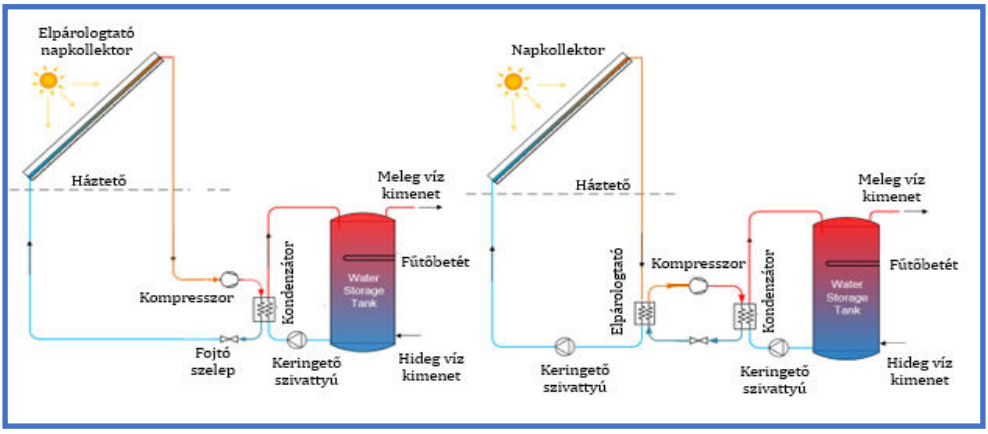
A SAHP-rendszer másik fő típusa az ún. soros rendszer, ahol a napelemek a hőszivattyú forrásaként működnek. A soros kialakítás két altípusra bontható, direkt és indirekt.

A direkt kialakítású rendszerek két áramlási körön alapulnak, az egyik a hűtőközeg köre, amely a napkollektort és hőszivattyú kondenzátorát köti össze – valójában a hőszivattyú köre, míg a másik pedig a fűtővíz köre, amely a hőszivattyú kondenzátora és a puffertartályt kapcsolja össze. A direkt elpárologtatású rendszer, amikor a hűtőközeg közvetlenül a napkollektorokon keresztül áramlik keresztül, és a hőfelvétel során a munkaközeg elpárolog. Valójában a napkollektor abszorbere a hőszivattyú elpárologtatója. A gőzhalmazállapotú hűtőközeget a kompresszor sűríti, majd a megnövelt nyomású és hőmérsékletű hűtőközeg leadja a hőjét a fűtővíznek a kondenzátorban. A fűtővíz tárolása egy hagyományos puffertartályban történik.

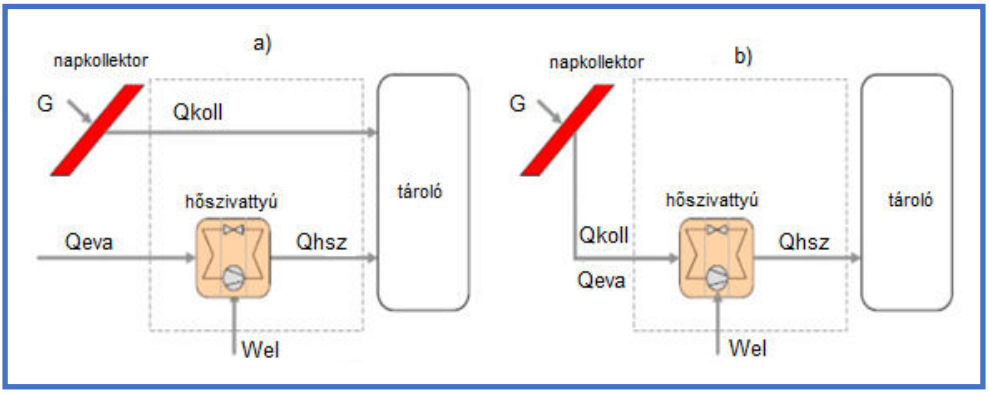
A kondenzálódott hűtőközeg pedig az expanziós szelepen keresztül átáramolva újra felveszi a hőt a napkollektorban. Fokozott környezetvédelmi aggodalmak okán, a hagyományos hűtőközegek légkörbe való szivárgása és a magas telepítési költségek miatt, ez a rendszerkialakítás kevésbé terjedt el széles körben. Ezek a rendszerek jobb éves hatásfokot mutatnak a hagyományos rendszerekhez képest, de hosszú hűtővezetékeket – jelentős mennyiségű hűtőközeget és helyszíni töltést igényelnek. Az indirekt kialakítású rendszerek három áramlási körön alapulnak.

A primer kör, amely a napkollektort és az hőszivattyú elpárologtatóját köti össze, munkaközege a glikol. A középső áramlási kör a hőszivattyú áramlási köre, munkaközege a hűtőközeg. A harmadik, azaz a szekunder áramlási kör pedig a fűtővíz köre, amely a hőszivattyú kondenzátorát és a puffertárolót köti össze.

9.26. ábra. HMV előállítása, a) direkt, b) indirekt módon [11]

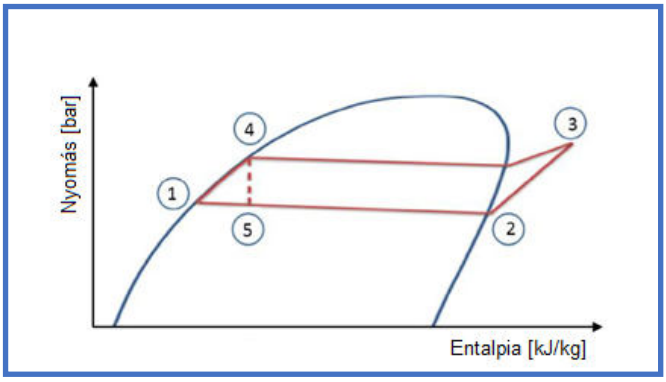


9.27. ábra. Energiaáramok a) napenergia közvetlen hasznosítása b) közvetett hasznosítása [11]



A következőekben pedig bemutatunk egy fűtő- és háztartási melegvizet előállító direkt kialakítású SAHP-rendszer matematikai modelljét.

9.28. ábra. A körfolyamat bemutatása p–h-diagramban



Elpárologtató/kollektor rendszerelem

Az elpárologtató/kollektor hőmérlege, tehát a kollektorban áramló hűtőközeg által elszállított hőmennyiség, azonos a sugárzásból származó hőnyereség és a környezetbe távozó hőveszteség különbségével [13].

$$\dot{Q}_{koll} = A_p \cdot I_{koll} \cdot \alpha \cdot \tau \tag{9.38}$$

Ahol:

A_p [m²]: abszorberlemez felülete
I_{koll} $\left[\frac{W}{m^2}\right]$: a kollektor egységnyi felületére érkező sugárzás
$\tau[-]$: a fedőlemez fényáteresztő képessége
α [−]: az abszorberlemez sugárzáselnyelő képessége

A kollektor és a környezete közötti hőveszteség hőárama is meghatározható a következőképpen [13]:

$$\dot{Q}_v = A_p \cdot U_C \cdot (T_p - T_a) \tag{9.39}$$

Ahol:

T_a: környezeti levegő hőmérséklete
T_p: abszorber hőmérséklete
U_C: kollektor hőátbocsájtási tényezője

A kollektor hőhordozó közege – hűtőközeg által felvett és elszállított hőmennyiség [13]:

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{Q}_{elp} + \dot{Q}_{tulh} \tag{9.40}$$

Ahol:

$\dot{Q}_{elp}$: hűtési teljesítmény, elpárolgási szakasz
$\dot{Q}_{elp}$: hűtési teljesítmény, túlhevített szakasz

Stacioner esetet feltételezve a következőképpen alakul a *9.40 egyenlet*:

$$\dot{Q}_{elp} + \dot{Q}_{tulh} = A_{koll} \cdot \left[I_{koll} \cdot \alpha \cdot \tau - U_C \cdot (T_p - T_a)\right] \tag{9.41}$$

A kollektor abszorber hőmérsékletének mérése a valóságban nehezen kivitelezhető, ezért a hőveszteség számításánál általában az átlagos kollektorhőmérséklettel szokás számolni [13]:

$$\overline{T_r} = \frac{T_{r,be} - T_{r,ki}}{2} \tag{9.42}$$

Az abszorber és a hőszállító folyadék között egy úgynevezett termikus ellenállás van: üzem közben a kollektor abszorber felületének hőmérséklete nagyobb, mint az abban áramló folyadék hőmérséklete. Ez az abszorber esetén nagyobb sugárzási és konvektív hőveszteséget okoz, mintha annak hőmérséklete a csőben áramló folyadék hőmérsékletével azonos lenne. Ez a hatás az F' hőszállítási vagy hőelviteli korrekciós tényezővel vehető figyelembe, ami az abszorberfelület és a hőszállító folyadék közötti hőátadás hatásfokát jellemzi.

Jól tervezett rendszerek esetén a hőáramlási ellenállás az abszorber és a hőhordozó közeg között alacsony, az F' értéke közel egy [13].

$$U_L = U_C \cdot F' \tag{9.43}$$

$$\eta = \tau \cdot \alpha \cdot F' \tag{9.44}$$

$$F' = \frac{1}{W \cdot \left[\frac{1}{D+(W-D)\cdot F} + \frac{W \cdot U_L}{\pi \cdot D_i \cdot h_{fi}}\right]} \tag{9.45}$$

Ahol:

F': kollektor abszorber hőszállítási (hatásfok) tényező (dimenzió nélküli)
η_o: a kollektor optikai hatásfoka
U_L: a kollektor teljes hőátbocsájtási tényezője
W: a kollektor csövei közötti távolság
D: felszállócső külső átmérője
D: felszállócső belső átmérője
F: a kollektorlemez hatásfokának kiszámítása

$$F = \frac{\tan\left[(W-D)/2\right]}{m \cdot (W-D)/2} \tag{9.46}$$

$$m = \sqrt{(U_L/\lambda_m) \cdot \delta_m} \tag{9.47}$$

Ahol:

λ_m=*211 W/mk* a kollektor hővezetési tényezője
δ_m=*0,002 mm* abszorber falvastagsága

A kollektor és a környezet közötti hőcsere az alsó és felső határoló lapok, valamint az oldalak mentén megy végbe, felírható a következő egyenlet [13]:

$$U_L = U_F + U_H + U_O \tag{9.48}$$

Ahol:

U_F – a felső határolás hőveszteségi tényezője
U_H – alsó határolás hőveszteségi tényezője
U_O – oldalsó lapok hőveszteségi tényezője

A napkollektor felső határlapjának hőveszteségi tényezőjének meghatározása a korábbiakkal szemben igencsak összetett. Ugyanis nemcsak a fedőrétegek számától, hanem kollektor dőlésszögétől, az abszorberlemez és az üveg emissziós tényezőjétől, valamint a környezeti levegő hőátadási tényezőjétől, illetve áramlási sebességétől is függ [13].

$$U_H = \left(\frac{N}{\frac{C}{Tp}\cdot\left[\frac{Tp-Ta}{N+f}\right]^e}\right)^{-1} + \frac{1}{h_w} + \frac{\sigma\cdot(Tp-Ta)\cdot(Tp^2-Ta^2)}{\frac{1}{\varepsilon_p+0{,}0091\cdot N\cdot h_w}+\frac{2\cdot N+f-1+0{,}113\cdot\varepsilon_p}{\varepsilon_p}-N} \qquad (9.49)$$

Ahol

N (db) – az üvegréteg száma, jelen esetben értéke 0

C: kollektor dőlésszögétől függő konstans

ε_p (-): abszorber emissziós tényezője

e [-]: pedig az abszorberlemez hőmérsékletétől függő tag

σ: Stefan–Boltzmann állandó

A környezeti levegő hőátadási tényezőjőnek meghatározása:

$$h_w = \frac{8{,}6\cdot V_w^{0,6}}{L^{0,4}} \qquad (9.50)$$

Ahol:

Vw: levegő áramlási sebessége

L: kollektor hossza

C: kollektor dőlésszögétől függő konstans

$$C=520\cdot(1-0{,}00001\cdot\beta^2) \qquad (9.51)$$

⊠ [-] konstans, amit a rétegek száma, a levegő hőátadási tényezője és az abszorber emissziós tényezője határoz meg,

$$f=(1+0{,}89\cdot h_w-0{,}1166\cdot h_w\cdot\varepsilon_p)\cdot(1+0{,}07866\cdot N) \qquad (9.52)$$

A hátsó határolás hőveszteségi tényezője:

$$U_F=1/(t_B/k_B+1/h_B) \qquad (9.53)$$

A hasznos energia, azaz a hűtőközeg által felvett hő, nem más, mint a beeső napsugárzás által közölt energia mínusz a kollektor/párologtató veszteségei.

$$\dot{Q}_{eva} = A_{koll}\cdot\left[I_{koll}\cdot\alpha\cdot\tau - U_l\cdot\left(T_p - T_a\right)\right] =$$

$$= F'\cdot A_{koll}\cdot\left[I_{koll}\cdot\eta - U_l\cdot(\overline{T_r} - T_a)\right] \qquad (9.54)$$

$$\dot{m}_r\cdot(h_2 - h_4) = F'\cdot A_{koll}\cdot\left[I_{koll}\cdot\eta - U_l\cdot(\overline{T_r} - T_a)\right] \qquad (9.55)$$

A keresett hűtőközeg átlagos hőmérséklete, azaz az elpárolgási hőmérséklet:

$$\overline{T_r} = T_a + \frac{I_{koll}\cdot\eta}{U_l} - \frac{\dot{m}_r\cdot(h_2-h_4)}{U_l\cdot F'\cdot A_{koll}} \qquad (9.56)$$

A kompresszor matematikai modellje

$$W_{comp} = \frac{p_1 \cdot v_1}{\eta_{comp}} \cdot \left(\frac{k}{k-1}\right) \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 = \dot{m}_r \cdot (h_3 - h_2) \qquad (9.57)$$

Ahol a k=1,14 R407C

Termoexpanziós szelep matematikai modellje

Izentalpikus folytás: $h_4 = h_1$ (9.58)

A hűtőközeg tömegárama: $\dot{m}_r = C \cdot A_o \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_r \cdot \Delta p}$ (9.59)

Kondenzátor/HMW puffertartály (DHWT)

A kondenzátor/puffertartály hasonló jellegű, mint az elpárologtató/kollektor, de ebben az esetben a puffertartályban található rézcsövekben áramló hűtőközeg kondenzációval leadja a hőt a tartályban található meleg víznek. A hűtőközeg által leadott hő mérlegegyenlete:

$$Q_c = m_w \cdot cp_w \cdot \frac{dT_w}{dt} = \dot{m}_r \cdot (h_3 - h_4) - U_{l,t} \cdot A_t \cdot (T_w - T_a) \qquad (9.60)$$

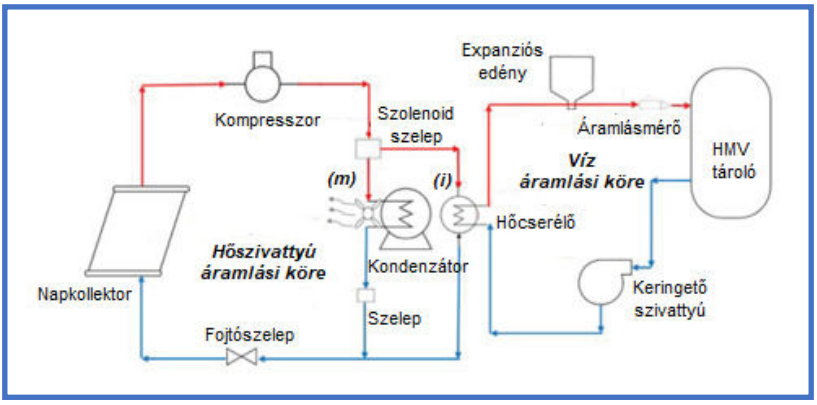
Ahol:

m_w *[kg]:* a víz tömege a tartályban
cp_w*:* a víz fajhője állandó nyomáson
T_w *[K]:* a víz hőmérséklete
t [s]: idő
h_3,h_4*:* a kondenzátorba be- és kiáramló hűtőközeg entalpiája
A_t*:* a puffertartály felülete
U(l,t): a puffertároló hőveszteségi tényezője

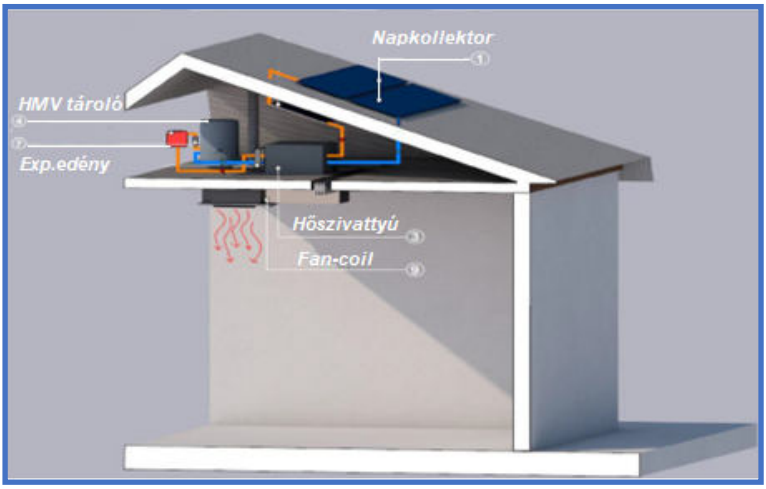
9.6. ESETTANULMÁNY – ALACSONY HŐMÉRSÉKLETŰ NAPELEMES HŐSZIVATTYÚ

Az alábbi *9.29. ábrán* egy több működőképes háztartási DX–SAHP-rendszer látható [11].

9.29. ábra. DX–SAHP napkollektoros hőszivattyú sematikus vázlata [11]



9.30. ábra. DX–SAHP fűtő és HMV-előállító rendszer sematikus ábrája [7]



A DX–SAHP-rendszer téli fűtési szezonban az Egyesült Királyságban kvázisztatikus körülmények között működik. A napkollektoros hőszivattyús rendszer két üzemmódban dolgozik:

– Fűtési mód (*9.29. ábrán (m)* áramlási irány): a hűtőközeg a tetőn lévő napkollektoron átáramlik és a napsugárzás hatására elpárolog, míg a levegős típusú hőcserélő – fancoil – képezi a kondenzátort.

A kondenzálódott hűtőközeg fojtószelepen átáramlik, csökken a nyomása és hőmérséklete és végül újra a tetőn lévő napkollektorba párolog, és a körfolyamat ciklikusan folytatódik.

– Fűtés és HMV-ellőállítási mód: a kétútú szelep jelentősége kiemelkedő, ugyanis a kompresszorból kiáramló hűtőközeget két áramlási részre osztja.
  – Az egyik irány *9.29. ábrán* (i) áramlási irány, a hűtőközeg beáramlik a víz-víz típusú hőcserélőbe, ahol átadja a hőjét a víznek. A víz áramlási körben az áramlást a keringető szivattyú biztosítja. Az áramlási kör tartalmaz egy tágulási tartályt és egy MHV-tartályt, amelynek térfogata 200 liter.
  – A hűtőközeg másik áramlási iránya a *9.29. ábrán* látható (m) áramlási irány pedig a hűtőközeg beáramlik a levegő–hűtőközeg hőcserélőbe, fancoil egység, ahol a hűtőközeg kondenzálódik és leadja a hőjét a helyiség belső levegőjének.

A rendszer üzemi jellemzői:

Alkalmazott hűtőközeg: R407C
A kollektor felülete: A=4,22m^2
A kollektor hatásfoka: 0,947
Abszorbciós tényező: 0,95
A kollektor hővesztesége: 9,999 W/Cm^2
A hermetikus kompresszor teljesítménye: 800 W,
A kompresszor hasznos térfogata: 7,84–10,4m^3/s
A kompresszor hatásfoka: 0,75
Kondenzációs hőmérséklet: 86°C.

A következő táblázatokban összefoglaltuk a napkollektoros hőszivattyú üzemi és energetikai jellemzőinek értékét.

9.2. táblázat. DX–SAHP jellemzői fűtési esetén [11]

Napsugárzás (W/m^2)	T_{szoba} (°C)	f_{komp} (Hz)	Fancoil levegő hő. (°C)	$T_{levegő\ átl.}$ (°C)	$Q_{cond\ átl.}$ (kW)	peva (bar)	pcon (bar)	COP
0	18,35	45-50	24,9	7,48	3,021	1,1	9,8	2,8421
0	19,14	45-50	26,6	8,23	3,185	1,3	10	2,9971
0	19	45-50	25	8,5	2,861	1,1	10,3	2,6920
57	18,8	45-50	25,3	6,55	3,182	1,3	11,4	3,8607
100	20,1	45-50	25,25	6,9	3,191	1,4	11,5	3,8772
200	19,8	45-50	25,6	7,5	3,139	1,5	11,6	3,9395

9.3. táblázat: DX–SAHP jellemzői fűtési és HMV-előállítása esetén [11]

Víz Térfogat árama (l/perc)	Napsugárzás (W/m²)	T_{szoba} (°C)	f_{komp} (Hz)	Fancoil levegő hő. (°C)	$T_{levegő\ átl.}$ (°C)	$Q_{cond\ átl.}$ (kW)	peva (bar)	pcon (bar)	COP
1	0	18,35	45-50	24,9	7,48	1,143	3,4	21	2,84
2	0	19,14	45-50	26,6	8,23	0,836	3,4	21	2,99
3	0	19	45-50	25	8,5	0,487	3,4	21	2,69
2	57	18,8	45-50	25,3	6,55	0,320	3,5	22	3,86
2	100	20,1	45-50	25,25	6,9	0,348	3,5	22	3,88
2	200	19,8	45-50	25,6	7,5	0,418	3,5	22	3,91

Felhasznált irodalom

[1] Bertsch, Stefan S.–Groll, Eckhard A. (2006): „Air Source Heat Pump for Northern Climates Part I: Simulation of Different Heat Pump Cycles". International Refrigeration and Air Conditioning Conference. *Paper 783.* http://docs.lib.purdue.edu/iracc/783

[2] Arpagaus, Cordin–Bless, Frédéric–Schiffmann, Jürg–Bertsch, Stefan (2016): „Multi-Temperature Heat Pumps – A Literature Review". International Refrigeration and Air Conditioning Conference. *Paper 1569.* http://docs.lib.purdue.edu/iracc/1569

[3] Bošnjaković, M.–Santa, R.–Katinić, M. (2023): Experimental Testing of a Water-to-Water Heat Pump with and without IHX by Using Refrigerants R1234yf and R1234ze(E). *Sustainability 2023,* 15., 8625. https://doi.org/10.3390/su15118625

[4] Sánta, Róbert (2022): Investigations of the performance of a heat pump with internal heat exchanger, *Journal of thermal analysis and calorimetry,* 147., pp. 8499–8508. Paper: 11130.

[5] Sánta, R. (2021): Comparative Analysis of Heat Pump System with IHX Using R1234yf and R134a. *Periodica polytechnica-mechanical engineering,* 65., (4.), pp. 363–373.

[6] Sánta, R.–Garbai, L.–Fürstner, I. (2017): Numerical investigation of the heat pump system, *Journal of thermal analysis and calorimetry,* 130., (2), pp. 1133–1144.

[7] Garbai, L.–Sánta, R. (2012): Flow Pattern Map for In Tube Evaporation and Condensation, In: Szakál, Anikó (Ed.): *EXPRES 2012: 4th IEEE International Symposium on Exploitation of Renewable Energy Sources: Proceedings.* Budapest–Subotica: Óbuda University–Subotica Technical College of Applied Sciences. pp. 125–130.

[8] 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.

[9] Sánta, R.–Garbai, L. (2013): The mathematical model and numerical simulation of the heat pump system. Annals of faculty of engineering hunedoara: *International Journal of Engineering,* 11., (4.), pp. 271–281.

[10] Santa R.–Bošnjaković, M.–Čikić, A. (2022): Experimental and Numerical Testing of Heat Pump Evaporator. *Applied sciences-basel*, 12., (2.), 3 Paper: 11973.

[11] Elamin Mohamed–Saffa Riffat–Siddig Omer: Low-temperature solar-plate-assisted heat pump: A developed design for domestic applications in cold climate. *International Journal of Refrigerant.*

[12]https://hydrosolar.ca/blogs/advanced-technical-zone/enhanced-vapor-injection-for-air-to-water-heat-pumps

[13] Szabó I. P. (2015): *Napkollektorok üzemi jellemzőinek modellezése.* Gödöllő: Szent István Egyetem.

10. A hőszivattyúk tervezésének és létesítésének szempontjai és módszertana

A hőszivattyúk tervezésének és létesítésének szempontjai és módszertana összetett folyamat, amely számos műszaki, környezetvédelmi és nem utolsó sorban gazdasági tényezőt foglal magában. Az alábbiakban részletesen bemutatjuk a legfontosabb szempontokat:

10.1. Tervezési célok meghatározása

A hőszivattyús rendszer tervezése során definiálnunk kell a berendezés célját, amely magában foglalja a fűtési és/vagy hűtési igényeket, illetve HMV-előállítását. A meghatározott cél elérését a műszaki hatékonyság, a költséghatékonyság, a környezetbarát működés, valamint a megbízhatóság és tartósság kell, hogy jellemezze.

– Magas teljesítménytényező érték mellett a hőszivattyú hatékonyabban képes átadni a hőenergiát, alacsonyabb villamosenergia felhasználás mellett, ezáltal csökkent az üzemeltetési költség és az energiafogyasztás. Tervezéskor elsődleges cél, hogy törekedjünk a magas elpárolgási és alacsony kondenzációs nyomásokhoz, ezáltal csökken a befektetett munka. Ezek a parciális nyomások pedig magas hőmérsékletű hőforrást és alacsony hőmérsékletű előremenő fűtővizet feltételeznek.
– A költséghatékonyság is igen jelentős szempont a hőszivattyúk tervezése során, hiszen a gyártása, telepítése, üzemeltetése és karbantartása költséges, ezért fontos olyan tervezési megoldásokat találni, amelyek minimalizálják a költségeket. A hőszivattyúk matematikai modellezése ugyanis lehetővé teszi az optimális rendszerek kialakítását, gazdaságosabb megoldások keresését, üzemi jellemzők kiértékelését, valamint élettartam és költségtervezést. A rendelkezésünkre álló hőszivattyú típusok közül a levegő–levegő típusú hőszivattyú telepítése a legalacsonyabb, hiszen nincs szükség a furatok kialakítására, viszont a külső levegőhőmérséklet-csökkenésével a berendezés teljesítménytényezője csökken.
– A környezeti szempont szintén jelentős. Az energiahatékonyság javítása és a fosszilis tüzelőanyagok helyett megújuló energiaforrások felhasználása kulcsfontosságú lehet a fenntarthatóság szempontjából. Számos előírás rendelkezik, mind a hőszivattyú működését biztosító hűtőközeg mind a hőforrások kialakítására vonatkozólag. Néhány évvel ezelőtt aggályok merültek fel a hőszivattyúkban használt R404A típusú hűtőközeg környezeti hatásai miatt.

A hűtőközeg szivárgása esetén, a felszabaduló fluorozott szénhidrogének nagyjából 100-szor nagyobb mértékben járulnának hozzá a globális felmelegedéshez, mint a szén-dioxid. Szerencsére ma már több olyan alternatíva is elérhető, melyeknek sokkal alacsonyabb a globális felmelegedési potenciálja (GWP), vagy egyáltalán nincs. Ilyen hűtőközeg a Hidrofluorolefinek (HFOs).

– A megbízhatóság biztosítása. A hőszivattyús fűtő és hűtőrendszernek hosszú távú, megbízható működést kell biztosítani. Fontos a jó minőségű alkatrészek és a megbízható telepítés. A megbízhatóság szempontjából különösképp a hőszivattyú kompresszora az érzékeny, mivel ennek a komponensnek több mint 50 000 óra a karbantartási üzemideje.
– A karbantartás és a szervizelhetőség szempontjából is terveznünk kell, hiszen a rendszerünk hosszú ideig problémamentesen kell, hogy üzemeljen. Minden berendezés tervezése és üzemeltetése során jogos igény – a 21. században alapvető követelmény – hogy a berendezések a fogyasztási igényekhez optimálisan illeszkedjenek, azaz a berendezést olyan paraméterekkel létesítsük és üzemeltessük, amelynek eredményeképpen ez optimális, azaz minimális üzemi költséget eredményez.

Ezen szempontok figyelembevételével egy hatékony, gazdaságos, környezetbarát és nem utolsó sorban megbízható hőszivattyús rendszer tervezhető.

10.2. A HŐTERHELÉS MEGHATÁROZÁSA

A hőszivattyú terhelését a fűtési és/vagy hűtési, illetve HMV-hőigények által meghatározott hőmennyiség képezi. A hőszivattyú hőterhelését az épület hőigénye, illetve egyéb más hőigények határozzák meg, amelyeket előzetes energetikai számítások alapján kapunk. Fontos megjegyezni, hogy a hőszivattyú hőterhelését mindig az adott rendszer egyéni paramétereire kell optimalizálni, a hatékony működés szempontjából és a megfelelő hőérzet biztosítása szempontjából.

A terhelés mértékét befolyásolja a fűtési körben használt közeg hőmérséklete és az áramlási sebessége. Minél nagyobb a kívánt hőmérsékletkülönbség $\Delta T=(T_e-T_v)$, és a közeg térfogatárama annál nagyobb a terhelés, és így több energiára van szükség.

$$Q_h = \dot{V} \cdot \rho_v \cdot c_p \cdot (T_e - T_v) \qquad (10.1.)$$

A terhelés mértéke az adott rendszer kialakításától és a felhasználás módjától is függ.

10.3. A HŐFORRÁS KIVÁLASZTÁSA

A hőszivattyús rendszer megfelelő működéséhez elengedhetetlen a hőforrás, amely lehet levegő, víz, talaj vagy a föld hője. A hőforrás az a közeg, amelyből a hőszivattyú hőt von el, majd továbbítja a fűtési vagy hűtési rendszernek elektromos energiafelhasználás mellett. A hőforrás kiválasztása a helyi adottságok függvénye, azaz a megfelelő mértékű rendelkezésre állás és annak hőfoka. A megfelelő hőforrás kiválasztásakor azonban több tényezőt is mérlegelnünk szükséges:

A hőmérséklete

Elvárás, hogy a hőforrás hőmérséklete minél magasabbnak legyen, hogy a hőszivattyú hatékonyan, megfelelő COP-érték mellett üzemeljen. Ha a hőforrás hőmérséklete túl alacsony, akkor a hőszivattyú nem tud elég hőmennyiséget felvenni, igy a rendszerünk alacsony COP-értékkel dolgozik.

A kapacitása

A hőforrás kiválasztásakor figyelembe kell venni a hőszivattyús rendszer hűtési teljesítményét: Q_o. Mivel a hőszivattyú fűtési teljesítménye a hűtési teljesítmény és a befeketett elektromos energia összege.

$$Q_h = Q_o + W \qquad (10.2.)$$

A hűtési teljesítményt a hűtési körben használt hőforrás hőmérséklete T_{ek} és áramlási sebessége befolyásolja:

$$Q_o = \dot{V}_k \cdot \rho_k \cdot c_k \cdot (T_{ek} - T_{vk}) \qquad (10.3)$$

A nagy teljesítményű fűtési vagy hűtési rendszer működtetése esetén, több hőforrás kialakítása is gyakori. Amennyiben a hőforrásunkat nagy mértékben igénybe vesszük, akkor a talaj túlzott lehűléséhez vagy a nyerőkút kiszáradásához vezet.

Környezeti tényezői

A környezeti tényezők, mint például a talajminőség – szondás rendszer vagy a vízminőség és mennyiség nyitott, kutas rendszer esetében, szintén befolyásolhatják a hőforrás kiválasztását. Nyitott kútpáras rendszer esetén elengedhetetlen, hogy ismerjük a vízminőségét és a kutak vízadó és nyelő képességét.

A geotermikus hőszivattyús fűtési rendszerek tervezése során pedig elengedhetetlen a szonda és a földtani közeg közötti hőátadási folyamatok tisztázása, illetve a szondát körülvevő közeg hőmérsékletének ismerete.

Elérhetősége és hozzáférhetősége

Telepítés és karbantartás szempontjából elengedhetetlen, hogy a hőforrás könnyen elérhető legyen és a rendelkezésünkre álljon kellő mennyiségben. Különböző típusú hőforrások közül a levegő, mint hőforrás elérhetősége a legegyszerűbb és legköltséghatékonyabb, de mindegyik hőforrásnak megvan az előnye és hátránya is.

Kialakítása és üzemeltetési költsége

A berendezésünk legfontosabb pillére a hőforrás kiválasztása, ugyanis jelentős mértékben befolyásolja a hőszivattyús rendszer hatékony működését és gazdaságosságát.

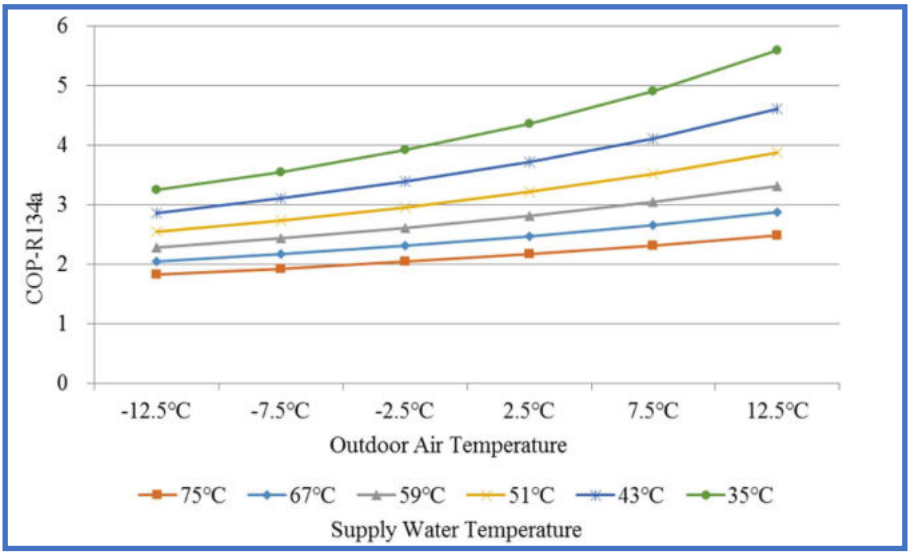
Különböző típusú és méretű hőforrások eltérő költségekkel rendelkeznek: engedélyeztetési, telepítési, karbantartási vagy üzemeltetési költségek. A geotermikus hőforrások, talaj vagy a föld alatti víztározók, általában egész évben stabil hőmérsékletet kínálnak, ami előnyt jelent a hőszivattyú hatékonysága szempontjából, viszont beruházási költségük jelentős. Míg a környezeti levegő korlátlan mennyiségben áll rendelkezésre, beruházási költsége elenyésző, nincs engedélyeztetési költsége, viszont a külső hőmérséklet függvényében a hőszivattyú hatékonysága nagymértékben romlik. Tehát az ideális hőforrás az, amely stabil hőmérsékletet biztosít és lehetővé teszi a hőszivattyú hatékony működését a kívánt hőmérséklet eléréséhez és fenntartásához. Magyarország kedvező éghajlati körülményeinek köszönhetően a hőszivattyúk döntő többsége levegő–víz és levegő–levegő hőszivattyú. Az európai és hazai hőszivattyúpiac dinamikus növekedésére jelentős hatással van a kialakult energiaváltság. Magyarországon 2021-ben 100%-kal nőtt a levegő–víz hőszivattyúk értékesítése, ami a becslések szerint mintegy 15 000 készüléket jelent, az igényeket jól mutatja, hogy 37 000 lakossági igénylés érkezett a hőszivattyúkra szabott H-tarifára 2021-ben, 2022-ben jelentősen magasabb lett ez a szám [1].

A kialakítási és üzemeltetési költség másik jelentős pillére a fűtő/hűtő kör hőleadó típusainak kiválasztása és kialakítása. A hőszivattyú gazdaságosságát jelentős mértékben befolyásolja a fűtési körben áramló előremenő víz hőmérséklete. A hőszivattyú gazdaságosabb, ha alacsony hőmérsékletű, 30–45°C-os fűtővizet állít elő. Tehát a hőszivattyú a nagy felü-lettel rendelkező felületfűtési rendszerekkel tud hatékonyan működni, vagyis a padlófűtéssel, a fali és a mennyezeti hőleadókkal. Amennyiben a hőszivattyús rendszert hűtésre és fűtésre egyaránt szeretnénk alkalmazni, a padlófűtés, falfűtés és a

mennyezeti hőleadás együttes kialakítása az ideális megoldás, vagy az utóbbi években mind nagyobb mértékben elterjedt fancoil radiátor.

A következő *10.1. ábrán* láthatjuk az R134a hűtőközeggel üzemelő hőszivattyú COP-értékének változását a külső levegő és az előremenő vízhőmérséklet függvényében.

10.1. ábra. A hőszivattyú COP-értéke a külső levegő és az előremenő vízhőmérséklet függvényében [2]



Összességében a megfelelő hőforrás kiválasztása kritikus fontosságú a hőszivattyús rendszer hatékonysága és megbízhatósága szempontjából. A fent említett tényezők figyelembevételével alaposan meg kell tervezni és elemezni a helyi adottságokat, hogy a legmegfelelőbb hőforrást alkalmazzuk a hőszivattyúnkhoz.

10.4. A HŐSZIVATTYÚ TÍPUSÁNAK KIVÁLASZTÁSA

A hőszivattyús rendszereket alapvetően a hőszivattyú elpárologtatójához kapcsolódó hőforrás hőhordozó közege és a kondenzátorhoz csatlakozó hőfogyasztó hőhordozó közege szerint osztályozzuk. A hőszivattyúk különböző típusai közül választhatunk, mint például levegő–levegő, levegő–víz, víz–víz hőszivattyúk. A megfelelő típusú hőszivattyú kiválasztása a berendezés hatékonysága, az épület hőigénye, a hőforrás és nem utolsó sorban kialakítási költségek figyelembevételével történik. Fontos szempontok közé tartozik a hőforrás mellett a fűtési kör kialakítása is, gondolván itt a felületfűtés, radiátor fűtés vagy fancoil rendszerre.

Továbbá érdemes mérlegelni a hőszivattyú COP-értékét és árát. Egy drágább, de hatékonyabb hőszivattyú hosszú távon nagyobb költségmegtakarítást eredményez, mivel nagyobb az energiamegtakarítása, ezáltal költséghatékonyabb a hőszivattyú üzemeltetése.

Összességében elmondható, hogy a hőszivattyú típusát a telepítés helye, az energiahatékonysága, az épület hőszükséglete és maga a hőszivattyú költsége alapján kell meghatároznunk. Érdemes tehát alaposan megvizsgálni az egyes típusokat, és gondosan mérlegelni az előnyeit és hátrányait.

10.5. A HŐSZIVATTYÚS RENDSZER MÉRETEZÉSE

A hőszivattyús rendszer tervezése és üzemeltetése során a feladat az, hogy a fogyasztói igények kielégítéséhez szükséges hőt minimális üzemeltetési költséggel állítsuk elő. A rendszer beruházásakor azt kell szem előtt tartanunk és a tervezést irányító célfüggvénybe foglalnunk, hogy olyan paraméterekkel építsük meg a rendszert, amelyek előírt megbízhatósággal képesek a fogyasztók igényének kielégítéséhez szükséges fűtési teljesítmény rendelkezésre állását biztosítani, és emellett a rendszer beruházásának és üzemeltetésének együttes évi költsége minimális. A hőszivattyús rendszer méretezése során elsődleges feladatunk meghatározni a hőszivattyú terhelését, amely a hőigényeknek megfelelő érték, vagyis a kiválasztott energiaforrás és a hálózatból felvett villamos energia összege. A hőszivattyús rendszer méretezése során a következő tényezőket kell figyelembe venni:

$$Q_{hősz} = Q_{hőigény} = \dot{Q}_o + W_K = \dot{V}_{fv} \cdot \rho_{fv} \cdot c_p \cdot (T_{fe} - T_{fv}) \qquad (10.4.)$$

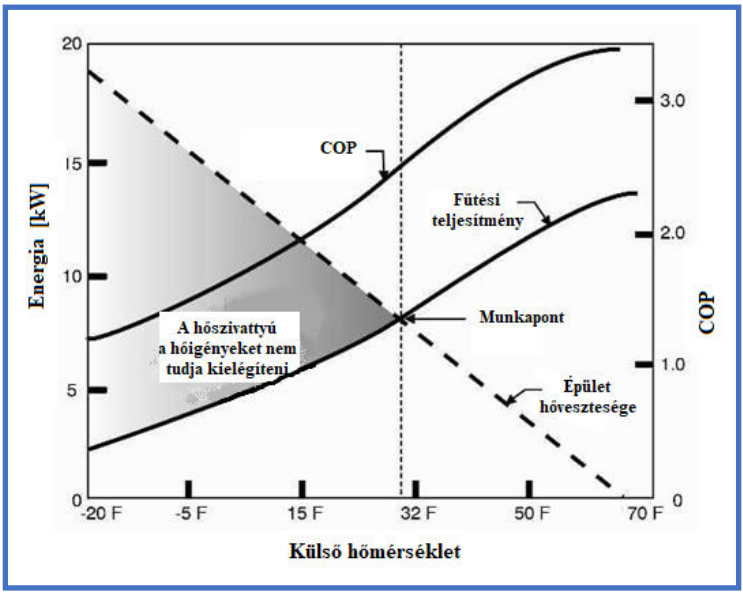
A tervezés és létesítés fázisának feladatát a következőképpen fogalmazhatjuk meg: mekkora kapacitással, teljesítőképességgel, milyen névleges technológiai–technikai paraméterekkel létesítsük a hőszivattyús rendszert, illetve annak egyes elemeit, hogy a legnagyobb terhelésű időszakban, a legnagyobb fogyasztói igény jelentkezésekor is a legnagyobb üzemi biztonsággal és legkisebb üzemi költséggel elégítse ki az igényeket. A tervezés és létesítés fázisánál a rendszer döntési változói: a meghatározandó méretezési jellemzők, a kondenzátor és az elpárologtató hőleadó felülete, az elpárolgási hőmérséklet, a kompresszor teljesítménytényezője, a kompresszor teljesítőképessége, a szekunder fűtési víz tömegárama és hőmérséklete. A méretezési, mértékadó állapot a legnagyobb hőszükséglet jelentkezésének állapota [3]. A meglévő rendszer modelljében a rendszerben keringő hűtőközeg tömegárama, a primer hőhordozó közeg tömegárama és hőmérséklete, és az elpárolgási és kondenzációs hőmérséklet képezik a döntési változókat. Meglévő hőszivattyús rendszereknél a rendszerelemek technikai és technológiai jellemzői illetve teljesítőképességei adott ismert értékek.

Meglévő rendszerre értelmezhetjük az alapfeladatot: bizonyos bemenetekkel és üzemi (többnyire szuboptimális) döntésekkel milyen munka alakul ki,

vagy az inverz feladat: meghatározott végállapotot (fogyasztói üzemi állapotot, hőigényt) a hőszivattyú milyen állapotával, milyen üzemi (optimális vagy szuboptimális) döntésekkel, milyen munkaponttal, milyen teljesítménnyel tudunk megvalósítani [3].

A *10.2. ábrán* egy hőszivattyú munkapontjának meghatározása látható. Az ábrán feltüntetésre került szaggatott vonallal az épület hőigénye a külső levegő hőmérséklet függvényében, tehát meghatározásra került a szükséges energiaigény. Továbbá láthatjuk folytonos vonallal jelölve a hőszivattyú jelleggörbéjét, a teljesítményét a külső levegő függvényében, valamint a hőszivattyú COP-értékének a változását szintén a külső levegő hőmérséklet függvényében. A két jelleggörbe: az épület hőigénye és a hőszivattyú teljesítménygörbéinek metszésével meghatározható a hőszivattyú munkapontja és a COP-értéke egy adott külső levegő hőmérséklet függvényében.

10.2. ábra. A hőszivattyú munkapontja [4]



Az egyedi méretezés és telepítés előtt mindig érdemes konzultálni egy hőszivattyú telepítő szakemberrel vagy tervezővel, akik segítenek meghatározni a legmegfelelőbb rendszert az adott körülményekhez.

10.6. A RENDSZER ÜZEMBEHELYEZÉSE ÉS KARBANTARTÁSA

A hőszivattyú üzembehelyezése összetett folyamat, műveletek sorozata. A hőszivattyú üzembehelyezése elött meg kell győződnünk a komponensek tisztasági feltételeiről. A szennyeződések elsősorban a gyártás, a szerelés, az üzembehelyezés és nem utolsó sorban az üzemeltetés során juthatnak be a hőszivattyús rendszerbe.

Ezek a szennyező anyagok akár szilárd, folyadék és gáznemű szennyező anyagok is lehetnek. Az üzembehelyezés előtti lépésben a hidegüzemi próbát meg kell tartanunk, amely a hőszivattyús rendszer villamos rendszerének kipróbálását, ellenőrzését tartalmazza. A berendezés szabályzó és védelmi elemeinek beállítása működésének ellenőrzése, egyéb villamos, biztonsági berendezések ellenőrzése. A következő lépés a nyomáspróba elvégzése, amelyet minden esetben gáznemű próbaközeggel végezzünk a vonatkozó előírásoknak megfelelően. A hőszivattyú megfelelő működésének egyik alappilére a tömörségi vizsgálat. Tömörségi vizsgálatot vagy más néven szivárgásvizsgálatot minden esetben a tervezési nyomáson, illetve a berendezés számára megengedett legnagyobb üzemi nyomáson javasolt elvégezni. A sikeres hideg- és nyomás-próbák után feltöltjük a hőszivattyút a megfelelő hűtőközeggel. A hűtőközeg feltöltését elősegíti a vákuumozás, a hűtőközeg feltöltését megelőző munkafázis. A vákuumozás célja az idegen gázok eltávolításán kívül a rendszer kiszárítása. A vákuumozás akkor mondható sikeresnek, ha a végnyomás 2,7mbar vagy annál is kisebb, továbbá a nyomás 24 órás vizsgálat alatt sem növekedett 0,6 mbar-nál nagyobb mértékben. A sikeres vákuumozást követően a hőszivattyút feltöltjük két lépésben a gyártó által előírt hűtőközeggel. Az első üzembehelyezésnél a hűtőközeg egy részét folyadékállapotban töltjük fel a rendszerbe. A betöltött folyadékfázisú hűtőközeg a vákuum hatására elpárolog, lehűtve a hőszivattyú komponenseinek jelentős részét. A töltés félbeszakítása után kívánatos megvárni, hogy a rendszer és a környezeti hőmérséklet egyensúlyba kerüljön, majd folytatható a hőszivattyú töltése. Végezetül a hűtőgépolajat a vákuum hatását kihasználva szívatjuk be a kompresszorba.

Az üzembehelyezés sikeresnek mondható, ha a hőszivattyús rendszer:
– a tisztasági feltételeknek megfelelt,
– kiállta a nyomáspróbát,
– kiállta a tömörségi próbát,
– megfelelt a vákuumozási feltételnek,
– megfelelt a szivárgásvizsgálat követelményeinek
– sikeres volt a próbaüzem,
– megfelelt a tervezési követelményeknek.

Minden gép, így a hőszivattyúk is rendelkeznek egy életciklussal, ami a tervezéstől a gyártáson és az üzemfenntartáson át a selejtezésig tart. A hőszivattyúk komponensei az üzemeltetés ideje alatt fokozatosan veszítenek használhatóságukból, míg végül meghibásodnak és további üzemeltetésük vagy nem lehetséges, vagy nem javasolt. A meghibásodás nélküli üzemidő (ciklusidő) meghatározása a karbantartás tervezési feladata melynek során meg kell határozni, hogy az adott komponenst milyen időközönként kell a termelésből kivonni üzemképességének helyreállítása céljából.

10.1. táblázat. Karbantartási tevékenységek [5]

Tevékenység	Üzemidő (h)														
	50	1000	4000	8000	12000	16000	20000	24000	28000	32000	36000	40000	44000	48000	50000
Szűrőzsák ellenőrzése	x														
Csavarok utánhúzása	x														
Olajcsere	x	x	x		x		x		x		x		x		
Olajszűrő cseréje	x	x	x		x		x		x		x		x		
Szívóoldali szűrő ellenőrzése	x	x	x		x		x		x		x		x		
Tömítések ellenőrzése			x			x			x			x			
Szívó és nyomószelepek ellenőrzése			x		x		x		x		x		x		
Villamosmotor ellenőrzése	x				x			x			x			x	
Hűtőközeg															
Szivárgás ellenőrzése	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
Kompresszor felülvizsgálata															x

Elengedhetetlen a hőszivattyús berendezés rendszeres ellenőrzése és karbantartása, mert csak így tudjuk biztosítani a hosszú élettartamát és megbízható működését. A hőszivattyúk tervezése, létesítése, karbantartása szakértelmet, tapasztalatot és megfelelő szakmai ismereteket igényel. Ezért fontos, hogy megfelelő szakemberrel vagy szakértővel konzultáljunk a tervezési és kivitelezési folyamat során.

Felhasznált irodalom

[1] https://hvg.hu/gazdasag/20230426_hoszivattyu_konferencia_dekarbonizacio
[2] Jinzhe, Niea–Zan, Lia–Xiangrui, Kong–Deying, Li (2007): Analysis and Comparison Study on Different HFC Refrigerants for Space Heating Air Source Heat Pump in Rural Residential Buildings of North China. *Procedia Engineering,* 205., pp. 1201–1206.
[3] Garbai László (2007): *Épületgépészeti rendszertechnika.* Budapest: Akadémiai.
[4] https://inspectapedia.com/aircond/Heat_Pump_COP.php
[5] Jakab Zoltán (2006): *Kompresszoros hűtés I-II.* Budapest: Hűtő- és Klímatechnikai Vállalkozások Szövetsége.

Dr. Sánta Róbert

A hőszivattyús rendszerek tervezése

A magyar épületállomány energetikai állapota az EU-átlagnál rosszabb, ezért azok átalakítása, korszerűsítése különösen jelentős potenciált jelent az energetika területén. Ma a Magyarországon felhasznált összes energia 40%-át az épületeinkben használjuk el, amelynek mintegy kétharmada fűtés és hűtés számlájára írható. Az épületek fűtése az egyik legnagyobb CO^2 kibocsátó.

Az épületszektor energetikai korszerűsítésének jelentőségét támasztja alá továbbá az a tény, hogy ebben a szektorban lehet a leginkább költséghatékony módon energia megtakarítást elérni. Az épületenergetika az EU egyik fő prioritási területe is, mert bizonyítottan ez az a terület, ahol a leghatékonyabban lehet a klímavédelmi célokat teljesíteni. Ezért a Kormány átfogó épületenergetikai programot indított, amely célja az épületek energetikai korszerűsítése, az energiahatékonyság, valamint a megújuló energiaforrások alkalmazásához történő hozzájárulás. A megújuló energiaforrások fokozott mértékű alkalmazásának egyik kitűnő lehetősége a hőszivattyúk alkalmazása.

A hőszivattyúk a megújuló és a hulladékenergiák hasznosításával elősegítik a fosszilis tüzelőanyagok gazdaságosabb felhasználását, így jelentősen mérsékelik az építmények energiaellátásának üzemeltetési költségeit. Energetikai szempontból kedvező, hogy a hőszivattyúk alkalmazhatók épületek fűtésére, hűtésére és használati melegvíz előállítására is. Napjaink egyik leghatékonyabb eszköze annak, hogy energiát takarítsunk meg és a szén-dioxid kibocsátást csökkentsük.

A legnagyobb energia megtakarítást az energiatermelés és felhasználás ésszerűsítésével, az építmények hőveszteségének csökkentésével, valamint a fűtőberendezések optimális kiválasztásával és üzemeltetésével érhetjük el. Az épületgépészetnek a fűtési technológiák korszerűsítésével a közeljövőben várhatóan nélkülözhetetlen berendezése lehet a hőszivattyú.