

MISKOLCI EGYETEM



GÉPÉSZMÉRNÖKI ÉS INFORMATIKAI KAR
ENERGETIKAI ÉS VEGYIPARI GÉPÉSZETI INTÉZET
VEGYIPARI GÉPÉSZETI INTÉZETI TANSZÉK

ABSZORPCIÓS HŐSZIVATTYÚK ENERGIAFELHASZNÁLÁSÁNAK CSÖKKENTÉSE

PhD értekezés

KÉSZÍTETTE:

Krámer Gyula Ferenc
okleveles gépészmérnök

SÁLYI ISTVÁN GÉPÉSZETI TUDOMÁNYOK DOKTORI ISKOLA
GÉPÉSZETI ALAPTUDOMÁNYOK TÉMATERÜLET
TRANSPORTFOLYAMATOK- ÉS GÉPEIK TÉMACSOPORT

DOKTORI ISKOLA VEZETŐJE:

Vadászné Prof. Dr. Bognár Gabriella
akadémikus, a műszaki tudomány doktora, egyetemi tanár

TÉMATERÜLET VEZETŐ:

Prof. Dr. Páczelt István
akadémikus, a műszaki tudományok doktora, professor emeritus

TÉMACSOPORT VEZETŐ:

Prof. Dr. Siménfalvi Zoltán
PhD, egyetemi tanár

TÉMAVEZETŐ:

Prof. Dr. Siménfalvi Zoltán
PhD, egyetemi tanár

TÁRS-TÉMAVEZETŐ:

Prof. Dr. Szepesi Gábor
PhD, egyetemi tanár

Miskolc, 2024

TARTALOMJEGYZÉK

JELÖLÉSJEGYZÉK.....	5
JELÖLÉSEK A 3.1 ÉS A 3.2 FEJEZETEKHEZ:	5
JELÖLÉSEK A 4.1.2. FEJEZETHEZ:	6
JELÖLÉSEK A 4.2.6 FEJEZETHEZ:	8
1. BEVEZETÉS, CÉLKITŰZÉSEK	10
1.1. A KUTATÁSI TERÜLET JELENTŐSÉGE	10
1.2. AZ ÉRTEKEZÉS FELÉPÍTÉSE.....	11
2. TUDOMÁNYOS ELŐZMÉNYEK.....	13
2.1. A HŐSZIVATTYÚK ÁTTEKINTÉSE.....	13
2.1.1. MI IS AZ A HŐSZIVATTYÚ?	13
2.1.2. A HŐSZIVATTYÚK CSOPORTOSÍTÁSA	14
2.1.3. A HŐSZIVATTYÚK FEJLŐDÉSÉNEK TÖRTÉNETI ÁTTEKINTÉSE	15
2.2. ABSZORPCIÓS HŐSZIVATTYÚK.....	17
2.2.1. ÁLLANDÓ NYOMÁSÚ ABSZORPCIÓS RENDSZER	17
2.2.1.1. A MŰKÖDÉS LEÍRÁSA.....	17
2.2.1.2. ALKALMAZÁSI TERÜLET	18
2.2.2. OLDATSZIVATTYÚS ABSZORPCIÓS RENDSZER.....	19
2.2.2.1. A MŰKÖDÉS LEÍRÁSA.....	19
2.2.2.2. HŰTŐKÖZEGPÁROK.....	21
2.2.2.3. ALKALMAZÁSI TERÜLET, FEJLESZTÉSI LEHETŐSÉGEK.....	22
2.2.3. A KÉT TÍPUS ÖSSZEVETÉSE	22
2.3. HŐHAJTÁSÚ DUGATTYÚS GÉPEK ÁTTEKINTÉSE.....	23
2.3.1. A HŐLÉGMOTOROK TÍPUSAI.....	23
2.3.1.1. FELÉPÍTÉS ÉS MŰKÖDÉSI ELV	23
2.3.1.2. AZ ALFA TÍPUSÚ GÉP	24
2.3.1.3. A BÉTA TÍPUSÚ GÉP.....	25
2.3.1.4. A GAMMA TÍPUSÚ GÉP	25
2.3.1.5. EGYÉB HŐLÉGMOTOROK	26
3. AZ ABSZORPCIÓS HŐSZIVATTYÚ VIZSGÁLATA	27
3.1. AMMÓNIA-VÍZ HŰTŐKÖZEG FIZIKAI JELLEMZŐI	27
3.1.1. GŐZNYOMÁSGÖRBÉK.....	28
3.1.2. EGYENSÚLYI GÖRBÉK	29
3.1.3. BUBORÉK- ÉS HARMATPONTGÖRBÉK.....	29

3.1.4.	TELÍTETLEN OLDAT SÚRÚSÉGE	30
3.1.5.	TELÍTETLEN OLDAT FAJHŐJE	30
3.1.6.	TÚLHEVÍTETT GŐZ FAJHŐJE:	31
3.1.7.	OLDAT ENTALPIA.....	31
3.1.8.	GŐZ ENTALPIA	31
3.2.	A HŰTŐ KÖRFOLYAMAT MATEMATIKAI MODELLJE	32
3.2.1.	KIINDULÁSI FELTÉTELEK	32
3.2.2.	A GENERÁTORBAN VÉGBEMENŐ FOLYAMATOK.....	33
3.2.2.1.	A KONCENTRÁCIÓK ÉS A NYOMÁS.....	33
3.2.2.2.	A TÖMEGÁRAMOK SZÁMÍTÁSA	35
3.2.2.3.	HŐSZÜKSÉGLETEK SZÁMÍTÁSA	36
3.2.3.	A KONDENZÁTOR.....	36
3.2.4.	A FOJTÓSZELEP	37
3.2.5.	AZ ELPÁROLOGTATÓ.....	38
3.2.6.	AZ ABSZORBER	38
3.2.7.	A HŐCSERÉLŐ	38
3.2.8.	A SZIVATTYÚ-TELJESÍTMÉNY	39
3.2.9.	JÓSÁGI FOK	39
3.3.	AZ EREDMÉNYEK VIZSGÁLATA	40
3.3.1.	A MODELL ÉRTÉKELÉSE.....	40
3.3.2.	A VIZSGÁLT VÁLTOZÓK	40
3.3.2.1.	A GENERÁTOR HŐMÉRSÉKLETE	41
3.3.2.2.	AZ UTÓHŰTŐ HŐMÉRSÉKLETE	41
3.3.2.3.	A KONDENZÁTOR HŐMÉRSÉKLETE	42
3.3.2.4.	AZ ELNYELETŐ HŐMÉRSÉKLETE.....	42
3.3.2.5.	MUNKAKÖZEG KONCENTRÁCIÓK	42
3.3.2.6.	A HŐCSERÉLŐ HATÉKONYSÁGA	43
3.4.	KÖVETKEZTETÉSEK, A KUTATÁS TOVÁBBI IRÁNYA	44
4.	OLDATSZIVATTYÚ KIVÁLTÁSÁNAK LEHETŐSÉGEI	45
4.1.	HŐLÉGMOTOR ALKALMAZÁSA	45
4.1.1.	SAJÁT FEJLESZTÉSŰ MOTOR.....	45
4.1.2.	MATEMATIKAI MODELL.....	47
4.1.2.1.	MOZGÁSOK ÉS TÉRFOGATVÁLTOZÁSOK LEÍRÁSA	47
4.1.2.2.	KVÁZISTACIONÁRIUS INDIKÁTOR-DIAGRAM.....	49
4.1.2.3.	A JÁRÓ MOTOR VIZSGÁLATA	51
4.1.2.4.	MOTORKARAKTERISZTIKA, TELJESÍTMÉNY ÉS NYOMATÉKDIAGRAM.....	53
4.1.3.	A KÍSÉRLETI GÉP BEMUTATÁSA	54

4.1.4.	A GÉP TESZTELÉSE	55
4.1.4.1.	A MÉRÉSI FOLYAMAT ISMERTETÉSE	55
4.1.4.2.	MÉRÉSI EREDMÉNYEK	57
4.1.4.3.	AZ ELTÉRÉSEK OKAI	58
4.1.4.4.	A SZIVÁRGÁS JELENSÉGÉNEK VIZSGÁLATA	59
4.1.4.5.	MÓDOSÍTÁSI JAVASLATOK.....	65
4.1.4.6.	ÖSSZEGZÉS.....	65
4.2.	GŐZ MUNKAKÖZEGŰ DUGATTYÚS GÉP ALKALMAZÁSA	66
4.2.1.	KÖVETELMÉNYEK	66
4.2.2.	A SZERKEZET LEÍRÁSA.....	66
4.2.2.1.	HŐÁTADÓ ÉS MUNKAVÉGZŐ RENDSZER	66
4.2.2.2.	VEZÉRLÉS.....	67
4.2.3.	A GÉP MŰKÖDÉSE	68
4.2.3.1.	I. FÁZIS	68
4.2.3.2.	II. FÁZIS.....	69
4.2.3.3.	III. FÁZIS.....	70
4.2.3.4.	IV. FÁZIS	71
4.2.4.	A FIZIKAI JELLEMZŐK VÁLTOZÁSA	71
4.2.5.	A MEGÉPÜLT GÉP ÉS A PRÓBAÜZEM.....	73
4.2.6.	MATEMATIKAI MODELL.....	74
4.2.6.1.	KIHINDULÁSI ADATOK	74
4.2.6.2.	ELŐZETES SZÁMÍTÁSOK.....	74
4.2.6.3.	MŰKÖDÉSI FÁZISOK.....	75
4.2.6.4.	A NÉGY FÁZIS ÖSSZEGZÉSE.....	82
4.2.6.5.	A TELJES MUNKACIKLUS SZÁMÍTÁSA	82
4.2.6.6.	MÓDOSÍTÁSI JAVASLATOK, FEJLESZTÉSI LEHETŐSÉGEK	87
4.2.6.7.	ÖSSZEGZÉS, ALKALMAZÁSI LEHETŐSÉGEK	87
5.	ÖSSZEFOGLALÁS.....	88
6.	SUMMARY.....	89
7.	TÉZISEK - ÚJ TUDOMÁNYOS EREDMÉNYEK.....	90
	KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS.....	92
	IRODALOMJEGYZÉK	93
	AZ ÉRTEKEZÉS TÉMÁJÁBAN MEGJELENT PUBLIKÁCIÓK.....	93
	FELHASZNÁLT IRODALOM	94

JELÖLÉSJEGYZÉK

JELÖLÉSEK A 3.1 ÉS A 3.2 FEJEZETEKHEZ, AZAZ AZ ABSZORPCIÓS HÚTÉS SZÁMÍTÁSÁHOZ:

Latin betűs jelölések:

A, B, C	Antoine konstansok	-
A_y, B_y	Segédképletek az egyensúlyi görbe számításához	-
c_{Chkz}	Ammónia-koncentráció a hűtőközegben	kg/kg
COP	Jósági fok, azaz Coefficient of Performance	-
CP	Kritikus pont	-
c_p	Telített oldat fajhője	kJ/kgK
c_{pv}	Túlhevített gőz fajhője	kJ/kgK
$C_{\rho 1}, C_{\rho 2}, C_{\rho 3}$	Segédváltozók a sűrűség számításához	-
FR	Az oldat és a hűtőközeg keringés tömegaránya. Flow Ratio	-
h_{liquid}	Folyadékfázis entalpiája	kJ/kg
h_{vapor}	Gőzfázis entalpiája	kJ/kg
\dot{m}	Tömegáram	kg/s
p	Nyomás	bar
P	Teljesítmény	W
$Q_{hasznos}$	Hasznos hő	kJ
r	Párolgáshő	kJ/kg
SL_1, SL_2, SL_3	Segédváltozók az oldatentalpia számításához	-
SV_1, SV_2, \dots, SV_5	Segédváltozók a gőzentalpia számításához	-
t	Hőmérséklet	°C
x	Ammónia-koncentráció a folyadékfázisban	kg/kg
y	Ammónia-koncentráció a gőzfázisban	kg/kg

Görög betűk:

η	Hatásfok	%
ρ	Sűrűség	kg/m ³

Gyakran használt indexek:

<i>def</i>	Utóhűtőre (deflegmátorra) vonatkozó adat
<i>gen</i>	Generátorra, ill. abból származó közegre vonatkozó adat
<i>genfűt</i>	A gőzgenerálás fűtési igénye
<i>hcs</i>	Hőcserélő
<i>hidr</i>	Hidraulikai
<i>hkz</i>	Hűtőközeg
<i>hkzelp</i>	Az elpárologtatóból származó hűtőközegre vonatkozó adat
<i>hkzexp</i>	Expandált hűtőközeg
<i>hkzkond</i>	A kondenzátorból származó hűtőközegre vonatkozó adat
<i>hkzliq</i>	Hűtőközeg folyadék fázisa
<i>hkzvap</i>	Hűtőközeg gőzfázisa
<i>recabs</i>	Az elnyeletőből (abszorberből) induló recirkuláció
<i>recfűt</i>	A recirkuláció fűtési igénye
<i>recgen</i>	A generátorból induló recirkuláció
<i>xabs</i>	Abszorberből származó folyadékfázis
<i>xdef</i>	Az utóhűtőből (deflegmátorból) származó folyadékfázis
<i>xgen</i>	Generátorból származó folyadékfázis
<i>ydef</i>	Az utóhűtőből (deflegmátorból) származó gőzfázis
<i>ygen</i>	Generátorból származó gőzfázis

JELÖLÉSEK A 4.1.2. FEJEZETHEZ, AZAZ A HŐLÉGMOTOR SZÁMÍTÁSÁHOZ:

Latin betűs jelölések:

<i>A</i>	Felület	mm ²
<i>A_r</i>	Résméret	mm ²
<i>g</i>	Gravitációs állandó	m/s ²
<i>h</i>	Magasság	m
<i>m₀</i>	Munkaközeg kezdeti tömege	kg
<i>M₁₀₀</i>	Nyomaték 100 1/perc fordulatszámon	Nm
<i>M_{dis}</i>	Az áttolólap mozgásának segédfüggvénye	-
<i>m_{gnd}</i>	Alapnyomás	bar

M_{wp}	A dugattyú mozgásának segédfüggvénye	-
p	Nyomás	bar
$p(\varphi)$	Nyomás főtengelyfordulat szerinti függvénye	bar
P_{100}	Teljesítmény 100 1/perc fordulatszám	W
p_{AHP}	Alsó holtponti nyomás	bar
p_{FHP}	Felső holtponti nyomás	bar
p_{gnd}	Környezeti nyomás	bar
p_{ideal}	Ideális esetben kialakuló nyomás	bar
$p_{tr}(\varphi)$	Tradicionalis gép nyomásának függvénye	bar
p_{δ}	Alsó és felső holtpont közti nyomáskülönbség	bar
r	Főtengelysugár	mm
R	Specifikus gázállandó	J/kgK
T	Hőmérséklet	K
t	Idő	sec
$T_{c100}(\varphi)$	Hideg oldali hőmérsékletek logikai összegzése	K
$T_{dc10}, T_{dc12}, T_{dc14}$	Hideg oldal hőmérsékletének időfüggvénye	K
$T_{dh11}, T_{dh13}, T_{dh15}$	Meleg oldal hőmérsékletének időfüggvénye	K
$T_{h100}(\varphi)$	Meleg oldali hőmérsékletek logikai összegzése	K
v	Áramlási sebesség	m/s
V_{AHP}	Alsó holtponti térfogat	cm ³
V_{cold}	Hideg oldali térfogat időfüggvénye	cm ³
V_{ctr}	Tradicionalis gép hideg oldali térfogat időfüggvénye	cm ³
V_{FHP}	Felső holtponti térfogat	cm ³
V_{hot}	Meleg oldali térfogat időfüggvénye	cm ³
V_{htr}	Tradicionalis gép meleg oldali térfogat időfüggvénye	cm ³
V_{pas}	Passzív térfogat	cm ³
V_s	Az áttoló dugattyú által seprert térfogat	cm ³
V_{wp}	Munkadugattyú-térfogat időfüggvénye	cm ³
W	Egy munkaciklus alatt végzett munka	J
W_{100}	Ciklusmunka 100 1/perc fordulatszám	J
W_{tr}	Tradicionalis gép ciklusmunkája	J
x_{dis}	Az áttolólap mozgását leíró függvény	mm
x_r	Vezérlési távolság	mm
x_{wp}	A dugattyúmozgást leíró függvény	mm

Görög betűk:

α	Vezérlési szög	-
ρ	Sűrűség	kg/m ³
φ	Szögelfordulás	-

JELÖLÉSEK A 4.2.6 FEJEZETHEZ, AZAZ A GŐZSZIVATTYÚ SZÁMÍTÁSÁHOZ:**Latin betűs kifejezések:**

$A_{fűtő}$	Fűtőfelület nagysága	cm ²
$A_{hűtő}$	Hűtőfelület nagysága	cm ²
C_1, C_2, \dots, C_5	Közelítőképletek konstansai	-
c_k	Adott közeg fajhője	kJ/kgK
c_{v12}, c_{v34}	Hőmérsékletfüggő fajhők	kJ/kgK
g	Gravitációs állandó	m/s ²
H	Entalpia, diszkrét, közelített érték	kJ/kg
h	Entalpia, folytonos érték	kJ/kg
h_{ciklus}	Az entalpia alakulása egy ciklus alatt	kJ/kg
H_{fal}	Kondenzátor falmagassága	mm
k	Hőátbocsátási tényező	W/m ² K
k_1, k_2, k_3, k_4	A Runge-Kutta közelítés segédképlete	-
$K_{fűtő}$	Fűtő hőcserélő kitöltési tényezője	-
$K_{hűtő}$	Hűtő hőcserélő kitöltési tényezője	-
m	Tömeg	kg
m_{mk}	A munkaközeg tömege	g
n	Lépésszám	-
p	Nyomás	bar
p_{ciklus}	A nyomás alakulása egy ciklus alatt	bar
p_{max}	Nyomóoldali nyomás	bar
p_{min}	Szívóoldali nyomás	bar
r	Forráshő	kJ/kg
s_{fal}	Falvastagság	mm
t	Hőmérséklet, folytonos érték	K
T	Hőmérséklet, diszkrét, közelített érték	K

t_{ciklus}	A hőmérséklet alakulása egy ciklus alatt	K
$t_{fűtő}$	A fűtőközeg hőmérséklete	K
$t_{hűtő}$	A hűtőközeg hőmérséklete	K
t_{max}	A nyomóoldali nyomáshoz tartozó hőmérséklet	K
t_{min}	A szívóoldali nyomáshoz tartozó hőmérséklet	K
V_{ahp}	Alsó holtpont térfogata	cm ³
v_{ahp}	Fajtérfogat az alsó holtponton	m ³ /kg
v_{ciklus}	A fajtérfogat alakulása egy ciklus alatt	m ³ /kg
v_{fhp}	Fajtérfogat a felső holtponton	m ³ /kg
V_{fhp}	Felső holtpont térfogata	cm ³
V_{md}	Lökettérfogat	cm ³
x_{v12}, x_{v34}	Fajtérfogatból számolt hőmérsékletfüggő gőztartalom	-

Görög betűk:

α_{forr}	Forralási hőátadási tényező	W/m ² K
α_{kond}	Kondenzációs hőátadási tényező	W/m ² K
η	Dinamikai viszkozitás	Pas
λ_{fal}	Hővezetési tényező	W/mK
τ	Idő	s
τ_0	Kezdeti időpont	s
τ_{C12}	Az első és második ciklus együttes ideje	s
τ_{C123}	Az első három ciklus együttes ideje	s
$\tau_{C1Fvég}$	Az első ciklus végének időpontja	s
τ_{ciklus}	Egy teljes munkaciklus időtartama	s
τ_{δ}	Időlépés nagysága	s
Φ	A numerikusan megoldandó egyenlet szimbóluma	-

Gyakran használt indexek:

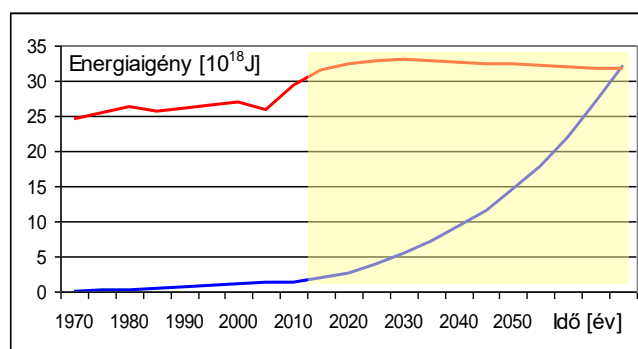
$1F, 2F, 3F, 4F$	1., 2., 3., 4. fázishoz tartozó diszkrét, közelített értékek
12	Az 1. és 2. sarokpont közötti, azaz az 1. fázishoz tartozó értékek
34	A 3. és 4. sarokpont közötti, azaz a 3. fázishoz tartozó értékek
$v12$	Az 1. és 2. sarokpontok közötti fajtérfogatból számolt értékek
$v34$	Az 3. és 4. sarokpontok közötti fajtérfogatból számolt értékek

1. BEVEZETÉS, CÉLKITŰZÉSEK

1.1. A KUTATÁSI TERÜLET JELENTŐSÉGE

A klímaváltozás korunk legnagyobb kihívása, mivel hatása mind a természetre, mind az emberiségre nézve súlyos következményekkel jár. Erre nekünk, mérnököknek is hathatós választ kell adni. Gátat kell szabni az energiafelhasználás növekedésének - különös tekintettel az energiafelhasználás miatti környezetterhelés növekedésének. E törekvés egyik eszköze az abszorpciós hőszivattyú, ahol az energiaforrás döntő része hő, ami lehet más technológiai folyamatok hulladékhője vagy akár napenergia is.

A hőszivattyúk fő alkalmazási területe a hűtéstechnika, amire energiatermelésünk egyre nagyobb hányadát fordítjuk. E növekedés előrejelzését mutatja az 1. ábra. Bár ebben csak a légkondicionálás szerepel, de a hűtéstechnika többi területén is hasonlóak a tendenciák.



1. ábra: Globális előrejelzés: a légkondicionálás (kék) és a fűtés (piros) energiaigénye (exajoule) [1].

A diagram teljes energiaigényt mutat, ami az egész világra vonatkozik. Viszont, ha a fejlett országokat tekintjük, a hűtés már napjainkban is közelíti a fűtés energiaigényét, ha pedig csak a villamosenergia-fogyasztást nézzük, többszörösen is meghaladja azt.

E fenti néhány mondat világosan érzékelteti a tématerület jelentőségét, és az ilyen és ehhez hasonló irányú kutatások értelmes és hasznos voltát.

1.2. AZ ÉRTEKEZÉS FELÉPÍTÉSE

Az értekezés három részből áll. Első a fejlesztendő rendszer kiválasztása, majd annak vizsgálata, mely alapján megfogalmazódik az elérendő cél. A következő két rész az erre adott két megoldási lehetőséget tartalmazza.

1.2.1. A VIZSGÁLANDÓ RENDSZER KIVÁLASZTÁSA

Az abszorpciós hőszivattyúk területe meglehetősen nagy, a lehetőségeink pedig behatároltak. Le kellett szűkíteni a kutatást a leginkább fejleszhető berendezésre, és az egyik legsokoldalúbban használható közegpárra. Ez lett az oldatszivattyús abszorpciós hőszivattyú és az ammónia-víz hűtőközegpár.

1.2.2. A RENDSZER MATEMATIKAI MODELLJÉNEK MEGALKOTÁSA

A következő lépés e hőszivattyú matematikai leírása volt, mivel ennek viselkedése, azaz a bemenő paraméterek változtatására adott válasza megmutatja az energiafelhasználás csökkentésének lehetőségeit.

1.2.3. A HŪTŐKÖZEGPÁR FIZIKAI TULAJDONSÁGAINAK MODELLEZÉSE

A hőszivattyús rendszer matematikai modellezéséhez szükséges volt előállítani az ammónia-víz közegpár fizikai tulajdonságait leíró függvényeket. Ezek felhasználásával az abszorpciós rendszer leírhatóvá vált.

1.2.4. A RENDSZER VIZSGÁLATA, ÉS A FEJLESZTÉS LEHETSÉGES ÚTJA

A modell működése alapján meg lehet állapítani az energiafogyasztás csökkentésének lehetőségeit. Az eredmények alapján az oldatszivattyú energiaigényének csökkentésével, illetve annak kiváltásával lehet a legjobb hatást elérni. Különös

tekintettel arra, hogy ez nem hőenergia, hanem elektromos energia. A továbbiakban ez került a kutatás fókuszába.

1.2.5. HŐLÉGMOTOROS HAJTÁS

Kézenfekvő az, hogy az oldatszivattyú a rendelkezésre álló hőből nyerje a működéséhez szükséges energiát. Ehhez kifejlesztésre került egy új típusú, a meglévő változatoknál lényegesen egyszerűbb, de ennek ellenére azoknál valamivel jobb hatásfokú hőlégmotor, ami képes a hőszivattyú hőforrását hasznosítani. Ennek a tervezési menete, vizsgálata, értékelése, valamint műszaki leírása is része lett az értekezésnek.

A hőlégmotor megépült, és jól működött, de a rendszer elemzése során feltártam azok szűk keresztmetszeteit, és ezen okulva egy másik, kedvezőbb konstrukció fejlesztését tűztem ki célul.

1.2.6. GŐZ MUNKAKÖZEGŰ SZIVATTYÚ

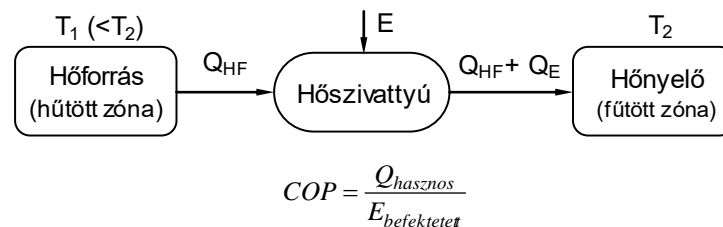
Célom egy olyan, hőlégmotoréval azonos működési elvű gép megalkotása volt, melynek munkaközege gőz. A gőz munkaközeg miatt jóval nagyobb a teljesítmény sűrűsége. Ez a motor szabaddugattyús változatban épült meg. Egyszerű felépítésű, de már önstartoló, azaz külső energiaforrás nélkül indul el, így közvetlenül alkalmazható szivattyúnak. E gépnek a tervezési menete, vizsgálata, értékelése, valamint műszaki leírása is része lett az értekezésnek. Végül eme új eszköz további felhasználási területeiről esik szó.

2. TUDOMÁNYOS ELŐZMÉNYEK

2.1. A HŐSZIVATTYÚK ÁTTEKINTÉSE

2.1.1. MI IS AZ A HŐSZIVATTYÚ?

A hőszivattyú egy olyan gép, amely arra szolgál, hogy a hőt az alacsonyabb hőmérsékletű térrészből kivonja, és a magasabb hőmérsékletű térrészbe szállítsa (2. ábra). Ez használható hűtésre, de fűtésre is. Mindehhez természetesen valamilyen energiát kell befektetnünk [2].



2. ábra: A hőszivattyú sémája [2].

Az első esetben számunkra az alacsony hőmérsékletű hűtött zóna a lényeges, a hőelnyelő pedig a környezet. Ezt a hőszivattyút hűtőnek nevezzük. A második esetben a fűtött zóna a fontos, a hőforrás pedig többnyire a környezet. A köznyelvben csak ezt nevezik hőszivattyúnak, noha mind a kettő az. Minden hőszivattyú legfőbb ismérve az ún. jósági fok, azaz a COP (Coefficient of Performance). Ez az átszállított hő mennyisége, vetítve a befektetett energia mennyiségére. Ez nem klasszikus hatásfok, hiszen 1-nél nagyobb is lehet. A modern kompresszoros gépek, tervezett üzemi körülmények között, 4 feletti értéket produkálnak. A COP jelentősen függ az áthidalt hőmérséklettől, ráadásul a hőszivattyú üzemmódjától is. Hiszen, az átszállított hő hűtő üzemmódban az elvont hőt jelenti, fűtő üzemmódban pedig a fűtött térbe szállított hőt.

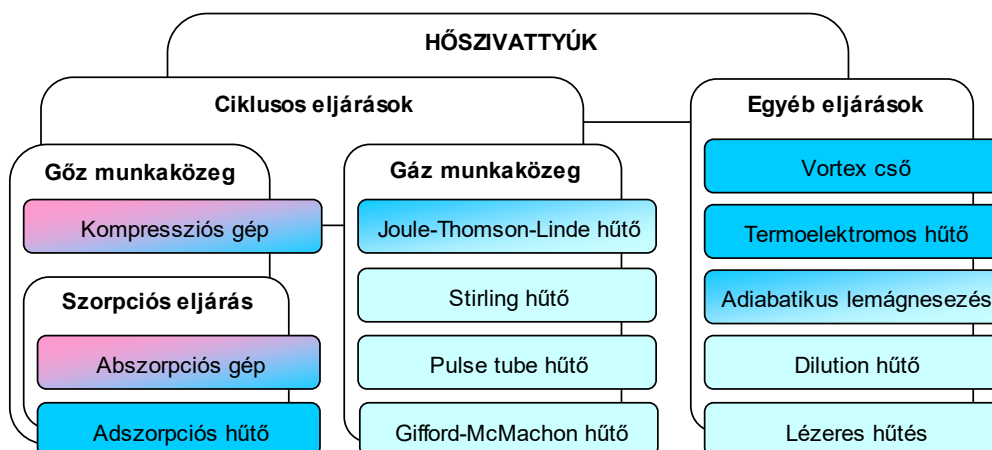
2.1.2. A HŐSZIVATTYÚK CSOPORTOSÍTÁSA

Ma már számos ipari, kereskedelmi, háztartási, és kutatási célú hőszivattyú üzemel. Először - a teljesség igénye nélkül - tekintsük át a hőszivattyúk mostanra kialakult, jellemző felhasználási területeit. (1. táblázat) Ez az abszolút nulla foktól egészen a forró gőz termeléséig terjed. Fűtésre mindaddig érdemes hőszivattyút használni, ameddig a hőmérséklet emeléséhez befektetett energia ára kevesebb, mint a tüzelőanyagé, amit az egyszerű fűtés igényelne. Ha abszorpciós gépet használunk, akkor a befektetett energia java része egy ipari folyamat mellékterméke, azaz hulladékhő is lehet [3].

Megnev.	Felhasználás	Jellemző hőmérséklettartomány	Mód	
Hősziv.	Ipari folyamatok támogatása	+100...+160 °C	Kompresszor	Abszorpció
	Épületek fűtése	+40...+90 °C		
Hűtők	Légkondicionálás	+20...+10 °C		
	Élelmiszerhűtés	+5...-5 °C		
	Élelmiszer mélyhűtés	-20...-35 °C		
	Élelmiszer gyorsfagyasztás	-50...-100 °C		
	Gázok cseppfolyósítása	-150...-250 °C		
	Szupravezető mágnesek hűtése	-200...-250 °C		
	0 K közeli kutatások	-250...-273,4 °C		

1. táblázat: A hőszivattyúk jellemző felhasználási területei és azok hőmérséklettartományai [3].
(zölddel jelölve a két legelterjedtebb módszer alkalmazási tartománya)

Természetesen a különböző hőmérsékleteket merőben eltérő működési elveken alapuló berendezésekkel érhetjük el. Tekintsük át a hőszivattyúk területét (2. táblázat), mely mára rendkívül szerteágazóvá vált [4].



2. táblázat: A hőszivattyúk csoportosítása [4].

Piros: Fűtési alkalmazás, Kék: Ipari, kereskedelmi, háztartási alkalmazás,
Világoskék: cryotechnikai (kutatási célú) alkalmazás.

A feladatok zömét a kompressziós és az abszorpciós gépek látják el. Ezek - megfelelő konfigurációban - fűtésre és hűtésre is használhatóak. Az adszorpciós [5] gépeket csak a légkondicionálás tartományában lehet üzemeltetni. A Joule-Thomson-Linde eljárás [6] tipikusan a gázok cseppfolyósítására való. Annyiban átnyúlik az élelmiszeriparba, hogy az oxigén előállítás mellékterméke a nitrogén, amit gyakran használnak gyorsfagyasztásra. A vortex csövet [7] forgácsológépekben munkadarab, illetve szerszám hűtésére használják, nincs nagy jelentősége, csakúgy, mint a termoelektromos hűtésnek [8], ami egyelőre igen rossz hatásfokú, így alárendelt szerepet játszik. Az adiabatikus lemágnesezést [9] már a mindennapokban is használjuk, így hűtik a komputertomográfok szupravezető tekercseit. A többi eljárásnak kizárólag kutatási célú alkalmazása van. A három gázciklusos hűtő [10, 11, 12] a cryotechnika alapeljárása, a két egyéb kategóriájú eljárás [13, 14] pedig a csúcsalkalmazása.

2.1.3. A HŐSZIVATTYÚK FEJLŐDÉSÉNEK TÖRTÉNETI ÁTTEKINTÉSE

Ejtsünk pár szót röviden a terület tudomány- és technikatörténeti vonatkozásairól is. Tanulságos látni azt, ahogy tudományos és mérnöki illetve gazdasági eredmények egymásra támaszkodva születtek.

1748, William Cullen (skót orvos, vegyész, fizikus) dietil-étert forralt el vákuum alatt, és ezzel némi vízjeget hozott létre. Ez volt az első (még csak kísérleti) mesterséges hűtés. Az első gőzkompressziós (éteres) hűtőgépet 1805-ben Oliver Evans tervezte meg, de az első iparban is használható hűtőt Alexander C. Twinning és James Harrison amerikai és ausztrál mérnökök (egymástól függetlenül) 1856-ban építik meg.

Eközben Thomas Johann Seeback (1821) és Jean-Charles Peltier (1834) felfedezik a termoelektromos-effektust. Thomson is foglalkozott vele, ezért szokták hozzá is kötni.

1859-ben a francia Ferdinand Carré megépíti az ammónia-víz munkaközegű abszorpciós hűtőt (ezen értekezés is erről szól), majd 1867-ben J. B. Sutherland megépíti az első hűtött vasúti kocsit, aztán 1882-ben W. S. Davidson az első hűtőhajót és 1888-ban Loftus Perkins az első hűtőházat, ami Carré-féle hűtéssel üzemelt. (Ő épített először központi fűtést is.) Ezzel megindul a hűtött termékek kereskedelme.

1871-ben Carl von Linde Németországban megépíti az ammóniás kompresszoros hűtőjét, 1895-ben megoldja a levegő cseppfolyósítását, majd 1901-ben a desztillálását.

1892, Charles Dewar feltalálja a vákuumos hőszigetelést, ami a cryotechnika alapszigetelése (a mindennapi életben a termosz szigetelése is ez).

1906, USA, Willis Carrier megépíti a ma is használatos légkondicionáló rendszer elődjét, 1911-ben piacra kerül a KELVINATOR, az első háztartási hűtő, majd 1913-ban a DOMELRE, már léghűtéses kondenzátorral. Két fontos elem hiányzik még a mai háztartási hűtőhöz: a hermetikus kompresszor, melyet a General Electric dob piacra 1926-ban, valamint a freon, amit a General Motors használ először 1928-ban. 1922-ben a svéd Baltazar von Platen és Carl Munters megépíti az állandó nyomású abszorpciós hűtőt, és 1923-ban, Amerikában megjelenik egy egyszerű, szakaszos üzemű ammóniás abszorpciós hűtő az Icy ball (3. ábra), ami nem igényel áramot.



3. ábra: *Crosley-féle icy ball, (1923) [15].*

1938-ban Escher Wyss megépíti a világ első folyamatosan működő hőszivattyús fűtését, ami a zürichi városháza épületét fűti. (4. ábra) A hőforrás maga a Limmat folyó.



4. ábra: *A zürichi városháza,
A világ első hőszivattyúval fűtött épülete (1936) [16].*

1933-ban kifejlesztik az adiabatikus lemágnesezésen alapuló hűtést. 1951-ben felfedezik a dilution-hűtést. Ez már maga is folyékony héliumot használ hűtőközegként. 1977-ben feltalálják a lézeres hűtést. Ezzel lehet az abszolút zérót legjobban megközelíteni. 1983-ban megalkotják az alacsony hőmérsékletű pulse-tube hűtőt.

2.2. ABSZORPCIÓS HŐSZIVATTYÚK

Alapvetően kétféle abszorpciós hőszivattyú típus van:

- a) Állandó nyomású,
- b) Változó nyomású, vagyis az oldatszivattyús rendszer.

Ez két, merőben más felépítésű rendszer [17]. Noha az értekezés csak a másodikkal foglalkozik, néhány szóban ismertetem az elsőt is, pusztán a különbségtétel végett.

2.2.1. ÁLLANDÓ NYOMÁSÚ ABSZORPCIÓS RENDSZER

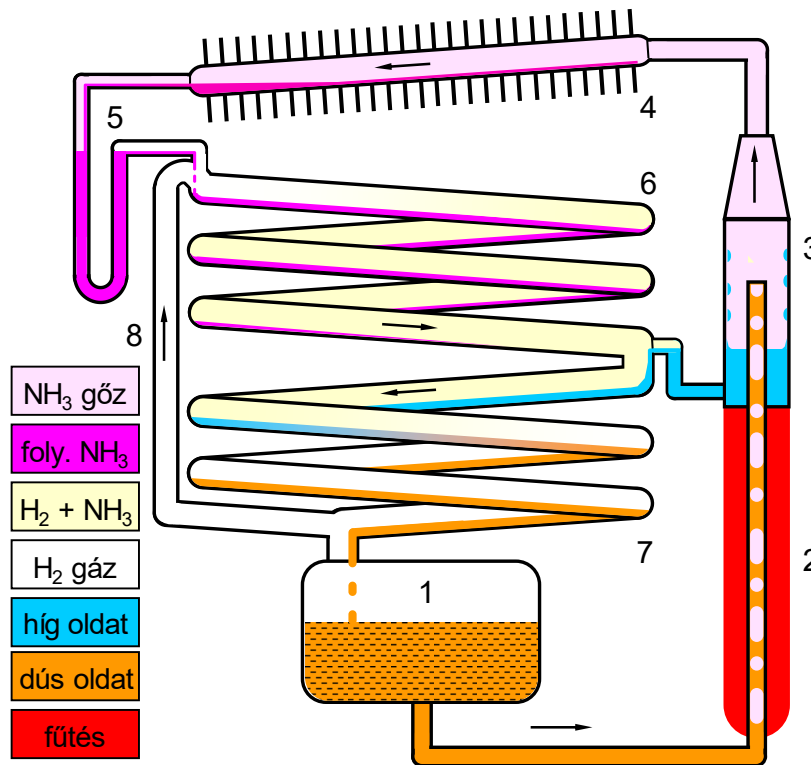
Ezen berendezéseket azért fejlesztették ki, hogy kiküszöböljék az oldatszivattyú okozta problémákat. Azaz a pótlólagos energia-megtáplálást, az esetleges tömítetlenségből adódó üzemzavart és az esetleges baleseteket, valamint a szivattyú okozta zajt.

Az állandó nyomású abszorpciós hűtőnek három változata van. Az elsőt Baltzar von Platen és Carl Munters svéd mérnökök készítették 1922-ben. Ezt az eljárást levédte az Electrolux, és el is kezdte gyártani [18]. A másodikat Szilárd Leó és Albert Einstein tervezte az előbbi hűtő alternatívájaként, de a szabadalmát végül szintén az Electrolux vette meg, hogy elejét vegye a konkurenciának. Ilyen hűtőt tudomásom szerint soha nem is gyártottak [19]. A Stierlin-féle hűtőt pedig a SIBIR nevű svájci cég gyártja, amit maga a feltaláló, Hans Stierlin alapított [20]. Mindhárom típus gyakorlatilag azonos elv szerint működik. A három változat csak részletekben tér el egymástól.

2.2.1.1. A MŰKÖDÉS LEÍRÁSA

A berendezés felépítését az 5. ábra szemlélteti. Ammónia vizes oldata van a tartályban (1). Az oldatot kb. 150-180 °C-ra hevítjük. Ekkor a rendszer nyomása 20-25 bar lesz. Mivel a buborékszivattyúban ammóniagőz-buborékok keletkeznek (2) megindul az áramlás, így az oldat feljut a generátorba (3). Innen az ammóniagőz a kondenzátorba (4) jut, ahol lehűl, kondenzálódik, és a folyadékzáron (5) keresztül áthalad az elpárologtatóba (6), ahol hidrogén atmoszférába kerül. (A Szilárd-Einstein hűtőnél ez butángáz.) Itt elkezd gőzölni, amíg a parciális nyomása 4-4,5 bar lesz. Ez vonja el a hőt a hűtött tértől, létrehozva -20-25 °C-ot. Az ammónia-hidrogén elegy az oldóban (7)

találkozik a generátorból érkező híg vizes oldattal, ami az ammóniát visszaoldja és magával viszi a tartályba (1), a hidrogén pedig visszavezetődik (8) az elpárologtató elejére. Így zárul a hűtési kör.



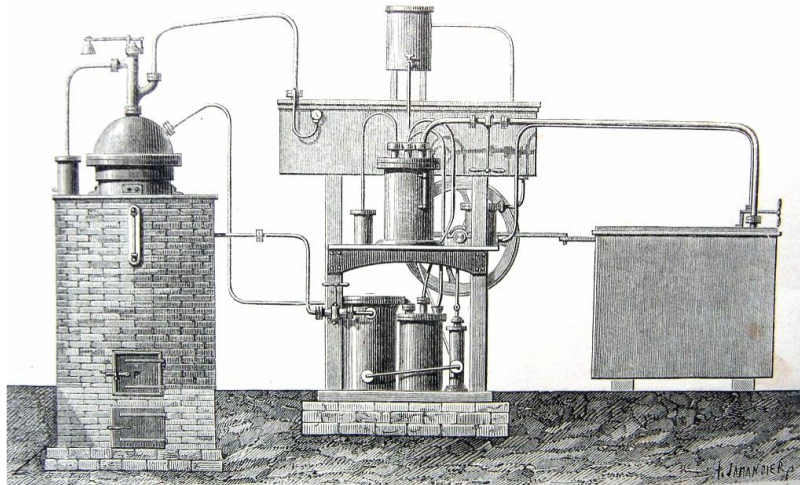
5. ábra: A Platen-Munters féle abszorpciós hűtő egyszerűsített rajza. 1. oldattartály, 2. buborékszivattyú, 3. generátor, 4. kondenzátor, 5. folyadékszár, 6. elpárologtató, 7. visszaoldó, 8. gázvisszavezető cső.

2.2.1.2. ALKALMAZÁSI TERÜLET

Csak háztartási hűtőként használják. A legnagyobb ilyen hűtő is csak néhány száz watt teljesítményű. A COP-ja 0,2-0,3 közötti, ami rendkívül alacsony. E gyenge értéket alapvetően a buborékszivattyú rossz hatásfoka okozza. (A mai kompresszoros hőszivattyúk esetén a COP érték 4 feletti is lehet.) Ez azt is jelenti, hogy nem lehet eredményesen továbbfejleszteni. A hűtőt többnyire gázfűtéssel működtetik, emiatt lakókocsikban vagy kisebb hajókon alkalmazzák. Továbbá luxuslakosztályok hűtőjeként kaphat szerepet, hiszen nincs mozgó alkatrésze, így teljesen zajmentes. Ekkor rendszerint elektromos fűtéssel látják el. Bár már több cég is gyártja, használatuk e két területre szorult vissza. Helyüket átvették a kompresszoros hőszivattyúk, már az Electrolux és maga a Sibir is jórészt kompresszoros hűtőket gyárt.

2.2.2. OLDATSZIVATTYÚS ABSZORPCIÓS RENDSZER

Ez a hűtési eljárás érdekes fejlődési utat járt be. 1859-es feltalálása után robbanásszerűen terjedt el (6. ábra). Azidőtájt a kompressziós eljárás még gyerekcipőben járt. Az ammónián kívül nem volt más hűtőközeg, csak az éter. És nem csak villanymotor nem volt, de nem volt villamos hálózat sem, ezért a korabeli hűtőket gőzgéppel hajtották. Ennek rossz a hatásfoka, így ezek a hűtők rengeteget fogyasztottak. Ferdinand Carré hőszivattyúját viszont közvetlenül kellett fűteni [21, 22]. Ez jelentősen csökkentette az üzemeltetési költségeket. Megjegyzem, ez egy jellemzően nagy gép, aminek ipari és kereskedelmi alkalmazásai voltak, illetve vannak.

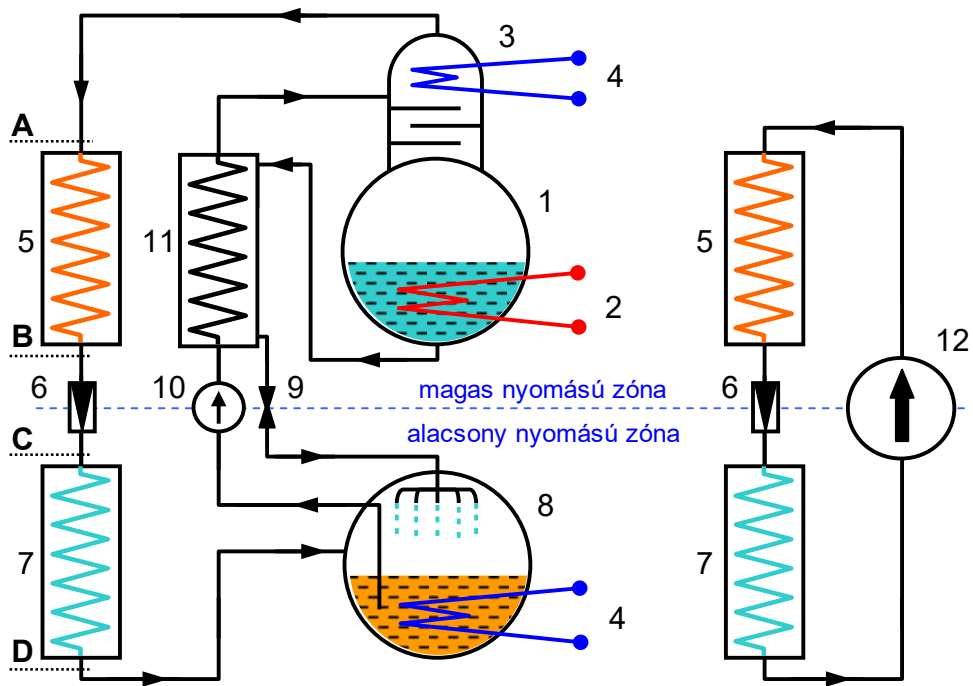


6. ábra: Carré abszorpciós hőszivattyúja, (1859) [22].

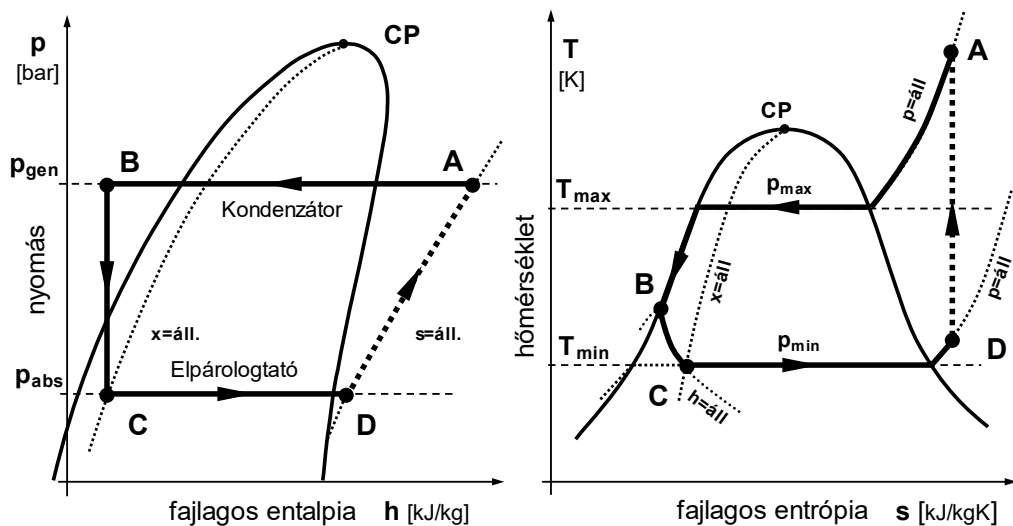
2.2.2.1. A MŰKÖDÉS LEÍRÁSA

A hőszivattyú elvi vázlata a 7. ábrán, a körfolyamat leírása pedig a 8. és 9. ábrán látható. A berendezésben nem tiszta egykomponensű hűtőközeg van, hanem egy munkaközegpár - az itt tárgyalt esetben ammónia és vizes oldata. Ezt az oldatot, ami jellemzően 30-40%-ban tartalmazza a hűtőközeget, a generátorban felmelegítjük 80-120 °C-ra. A hűtőközeg forró gőzként távozik, és belép az utóhűtőbe (deflegmátorba), ami 50-70 °C-ra hűti vissza, és ezzel tovább finomítja a hűtőközeget, ami ezután bejut a kondenzátorba, ahol lehül 30-40 °C-ra és cseppfolyósodik. Majd áthalad az expanziós szelepen, belép az alacsony nyomású részbe és elpárolog, így alacsony hőmérsékleten hőt von el. Ezután belép a 30-40 °C-os elnyeletőbe (abszorberbe), ahol oldatba megy. Ezáltal a generátor oldata egyre szegényedik, az elnyeletőé dúsul, ezért kell egy szivattyú, ami folyamatosan keringeti az oldatot (ennek teljesítménye a teljes folyamat

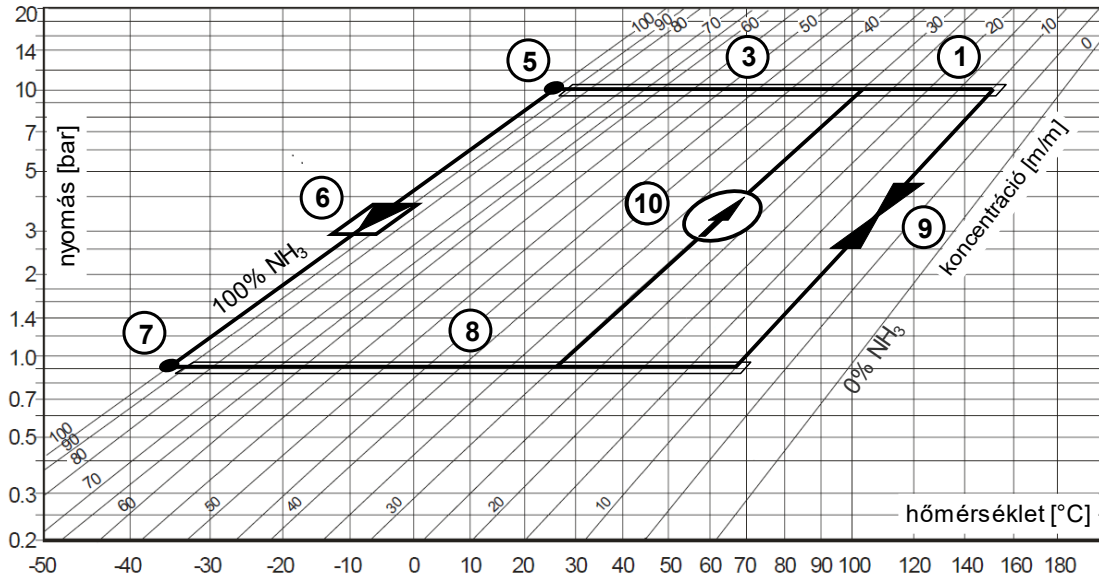
néhány %-a), valamint szükségünk van egy hőcserélőre is, mivel igen nagy a két folyadékáram közti hőmérséklet különbség [23].



7. ábra: Az abszorpciós (balra) és a kompresszoros (jobbra) hőszivattyú egyszerűsített rajza: 1. generátor, 2. fűtés, 3. utóhűtő, 4. hűtés 5. kondenzátor, 6. fojtószelep, 7. elpárolgató, 8. elnyelő, 9. szabályozószelep, 10. oldatszivattyú, 11. hőcserélő, 12. kompresszor [24].
(A, B, C, D pontok: lásd a következő ábrát)



8. ábra: Az abszorpciós hőszivattyú termodinamikai folyamatainak szemléltetése: Nyomás-entalpia diagram (balra), Hőmérséklet-entrópia diagram (balra)
Az A, B, C, D pontok megegyeznek a 7. ábrán jelöltekkel.



9. ábra: Az oldatszivattyús abszorpciós berendezés körfolyamatának szemléltetése p-t-x diagramon, (jelölés megegyezik a 8. ábrával).

2.2.2.2. HŰTŐKÖZEGPÁROK

A hűtőkört nem csak ammónia-víz közegpárral lehet létrehozni. A víz-lítiumbromid rendszer is elterjedt. Itt a víz a hűtőközeg, és a LiBr az abszorber, azaz az oldó közeg. Ennek a COP-je némileg jobb, bár a víz miatt nem képes alacsony hőmérsékletet létrehozni. Számos további közegpár is lehetséges [25, 26, 27] (3. táblázat).

Hűtőközeg	Oldóközeg	Alkalmazás	COP	Megjegyzés
ammónia	víz	gyakorlati	0,55...0,65	Alkalmos alacsony hőmérsékletre is, ártalmas
víz	LiBr	gyakorlati	0,75...0,85	Csak légkondicionálásra alkalmas
ammónia	LiNO ₃	kísérleti	0,65...0,75	Alacsony hőmérsékletre is jó, de ártalmas
víz	CaCl ₂	kísérleti	0,75...0,82	Csak légkondicionálásra alkalmas
metanol	LiBr ₃	kísérleti	0,75...0,92	Alacsony hőmérsékletre is jó
aceton	ZnBr ₂	kísérleti	0,52...0,72	Alacsony hőmérsékletre is jó
H ₂ SO ₄	víz	Ez volt az első HKZ-pár. Elvben jó, de nagyon ártalmas és korrozív		

3. táblázat: Alkalmazható közegpárok [28].

A közegpároknak az alábbi feltételeknek kell megfelelniük a körfolyamat megvalósíthatósága miatt:

1. A két közeg korlátlanul oldja egymást, de semmilyen kémiai reakció ne lépjen fel köztük a rendszerben létrejövő nyomásokon és hőmérsékleteken.
2. Nagy gőznyomásbeli különbség, forráspontban legalább 200 °C eltérés. Ez a közegek biztonságos és tökéletes szétválaszthatósága miatt kell.

3. Mindehhez ne kelljen túl nagy vagy túl kis hőmérséklet, azaz illeszkedjen a hűtött tér és a hőforrás hőmérsékletéhez.
4. Ne álljon elő túl nagy nyomás, ezáltal a berendezés méretei, így a létesítés költségei alacsonyan maradhatnak.
5. Jó hővezetés, kis viszkozitás, kis oldatfajhő, és nagy gőzfajhő, valamint nem túl nagy oldódási entalpia. Ez utóbbi ugyan ellentétes az 1. ponttal, de a túl nagy oldódási hő csökkenti a COP-t.
6. Az előálló hőmérsékleten és nyomáson az adott anyagok ne kristályosodjanak, ne szilárduljanak meg, és ne bomoljanak el.
7. Ne legyen agresszív, korrozív, mérgező. (Legalábbis egy bizonyos mértéket ne haladjon meg.) Valamint ne legyen környezetszennyező, és ne is legyen drága.

2.2.2.3. ALKALMAZÁSI TERÜLET, FEJLESZTÉSI LEHETŐSÉGEK

Ugyan az oldatszivattyús abszorpciós eljárás a kompresszoros eljárásnál fajlagosan 2x-3x több energiát használ fel, de e módszer nagy előnye, hogy 95%-ban csak hőre van szüksége, ami jellemzően olcsóbb, hiszen napenergiaként is rendelkezésre állhat, vagy, mivel ez az eljárás többnyire nagyméretű és nagyteljesítményű, így jellemzően az ipari folyamatok hulladékhője is hasznosítható általa. Ez nyitotta meg az utat az újbóli elterjedése előtt.

A berendezés hatásosságát és elérhető minimum hőmérsékletét - akárcsak a kompresszoros eljárásnál - javítja a hűtőközeg túlhűtése. Ezt úgy oldják meg, hogy a kondenzátor hideg oldalán kilépő hűtőközeget az elpárologtatóból kilépő hideg közeggel előhűtik. Ha ez sem elég, és túl nagy az áthidalandó hőmérsékletkülönbség, többlépcsős berendezést alkalmaznak, bár ez közel megduplázza a létesítés költségeit.

2.2.3. A KÉT TÍPUS ÖSSZEVETÉSE

A XX. század első felében e két abszorpciós rendszer uralta a piacot. De eközben feltalálták a villanymotort, a freont, a hermetikus kompresszort, és mindenhová eljutott az elektromos áram. Így a század második felére a kompressziós rendszer műszakilag meghaladta őket. Olyannyira, hogy mára a mindennapi gyakorlatban nem is lehet találkozni velük.

Az állandó nyomású rendszerek [29] a rossz COP miatt, amit főként a buborékszivattyú okoz, fejlesztetlenségük bizonyultak, és visszaszorultak alárendelt funkciókba.

Viszont az oldatszivattyús eljárásnak van egy jó tulajdonsága, mégpedig az, hogy alacsony hőmérsékletű hőforrással is megelégszik. Ez alkalmassá teszi a hulladékhő hasznosítására. Ugyan a COP-ja nem mondható magasnak 0,5-0,7 (egy lépcsőben), de ha a hőforrás eleve adott, ez nem okoz problémát. Ezért ez az eljárás, - az energiaárak emelkedésével - egyre inkább előtérbe kerül [30]. Mára már megjelentek a fűtő üzemmódú alkalmazásai is, így az oldatszivattyús hőszivattyú az állandó nyomású eljárással ellentétben fejleszhetőbbnek, és sokoldalúbbnak bizonyult.

2.3. HŐHAJTÁSÚ DUGATTYÚS GÉPEK ÁTTEKINTÉSE

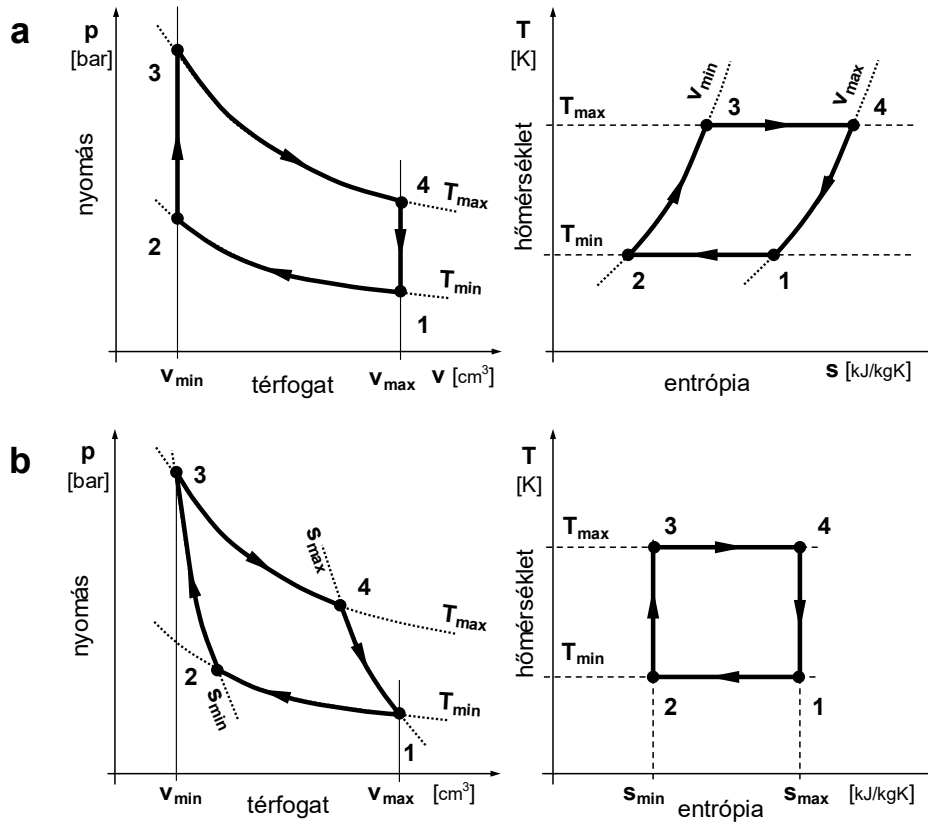
2.3.1. A HŐLÉGMOTOROK TÍPUSAI

Három dugattyús hőerőgép család létezik [31]. Az egyik a gőzgépek családja [32], amit még jól ismerhetünk, hiszen 70 évvel ezelőttig ezek uralták a világot. A másik a belsőégésű motorok családja, amely most éli a fénykorát. Viszont a harmadik, a hőlégmotor, eléggé ismeretlen, noha a hőlégmotorok története is jó kétszáz éves. Robert Stirling [33] építette az elsőt 1816-ban, közel 50 évvel azután, hogy James Watt megépítette a gőzgépet. A két géptípus jóideig egymás konkurenciája volt, de a XIX. század végére a gőzgép felülmúlta a hőléggépeket, amik elérve fejleszhetőségük határát, lassan eltűntek [34]. Ez a határ az alacsony teljesítménysűrűség volt ($0,3-3 \text{ W/cm}^3$). Habár a Stirling motornak van egy nagy előnye, a jó hatásfok, de ez akkor nem volt lényeges. Viszont számunkra épp ezért fontos, és azért, mert képes hasznosítani az abszorpciós hűtés hőforrását.

2.3.1.1. FELÉPÍTÉS ÉS MŰKÖDÉSI ELV

A Stirling motornak háromféle alapváltozata van: α , β és γ [35], de a működési mód azonos, feltétele a hőmérséklet különbség. A feltalálóról elnevezett termodinamikai körfolyamat a 10/a ábrán látható. Az idealizált Stirling-körfolyamat négy részfolyamatból áll: izoterm sűrítés (1-2), izochor hőközlés (2-3), izoterm expanzió (3-4), végül az izochor hőelvonás (4-1). Ez a folyamat közelíti meg legjobban a Carnot-körfolyamatot (10/b ábra), amely a következő négy részfolyamatból áll: izoterm sűrítés (1-2), izentrópus sűrítés (2-3), izoterm expanzió (3-4), majd izentrópus expanzió.

Természetesen mindkét körfolyamat, ha megfordítjuk a körjárási irányt, hűszivattyú körfolyamatot ír le, azaz a 2.1.2. fejezetben szereplő Stirling-hűtő körfolyamatát.



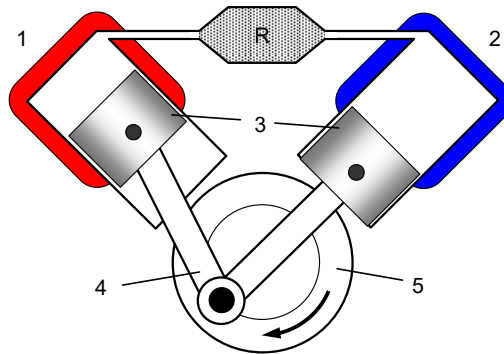
10. ábra: A Stirling körfolyamat (a), és Carnot körfolyamat (b) nyomás-térfogat, illetve hőmérséklet-entrópia diagramjai.

A három típus az elrendezésükben különbözik. A főtengelyükön a lendkerék és két hajtókar található, melyek 90°-os szögben vannak csapágyazva. Amikor a gép sűrít a munkaközeg zöme a hideg oldalon van, majd átkerül a meleg oldalra, és kezdődik az expanzió. A modern gépeknek nem levegő, hanem magas nyomású hidrogén vagy hélium a munkaközege. Ezen gépek konstrukciótól függően többnyire lassú járásúak (100 – 1000 1/s), hiszen a hőcseréhez idő kell [36, 37]. A termodinamikai folyamat kvázi statikusnak tekinthető, így a térfogatváltozás állandó hőmérsékleten megy végbe. Alább röviden bemutatom az alapmodelleket [38].

2.3.1.2. AZ α TÍPUSÚ GÉP

Ennél a gépnél mindkét hajtókar normál (tömített) dugattyút hajt. A hengerek többnyire V elrendezésűek (11. ábra) [39], de akad párhuzamos elrendezésű gép is, ekkor a főtengelyhez az ún. Ross-yoke mechanizmus csatlakozik [40, 41]. A képen lévő motor

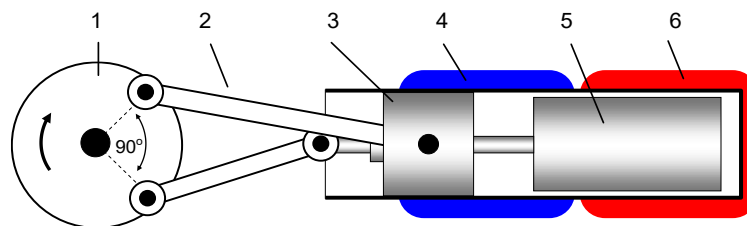
épp kompressziós ütemben van, és a munkaközeg jórészt a hideg oldalon van. Amikor a forró dugattyú eléri a felső holtpontot, kezdődik az expanziós ütem. A regenerátor, valamint egy nagyfelületű hőtároló a folyamatot még hatékonyabbá teszi.



11. ábra: *Az α típusú gép. 1. forró henger, 2. hideg henger, 3. dugattyúk, 4. hajtókarok, 5. lendkerék, R: regenerátor [39].*

2.3.1.3. A β TÍPUSÚ GÉP

Ennek a gépnek (12. ábra) [42] csak egy hengere van, amelyben két dugattyú mozog. De csak az egyik, a baloldali dugattyú a munkadugattyú, a másik az áttoló dugattyú. Emellett rés van. Ez gondoskodik a munkaközeg áttolásáról. (Hajtórúdja átmegy a munkadugattyú közepén.) A képen látható gép épp kompressziós ütemben van. A képen nincs regenerátor, de itt is alkalmazható.

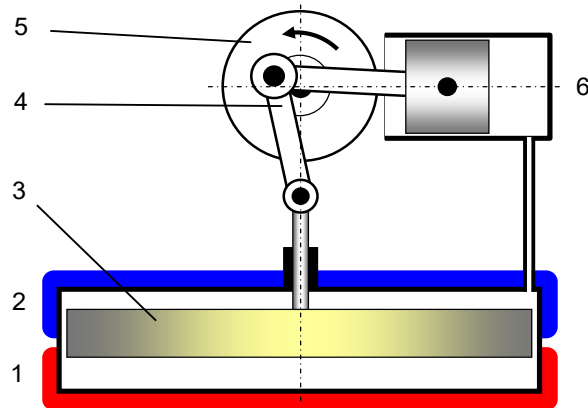


12. ábra: *A β típusú gép [42]. 1. lendkerék, 2. hajtókarok, 3. munkadugattyú, 4. a közös henger hideg oldala, 5. áttoló dugattyú, 6. henger meleg oldala.*

2.3.1.4. A γ TÍPUSÚ GÉP

Ennek a típusnak van alacsony hőmérsékletközű változata is. A képen (13. ábra) egy ilyen gép látható. Itt a dugattyúk külön hengerben helyezkednek el, de éppúgy mozognak, mint a β típusú gépnél, csak különböző amplitúdóval [43, 44]. Ezen gép

kompreszióviszonya is kicsi. Némelyik speciális gép még 30 C°-os hőmérséklet különbséggel is képes elforogni.



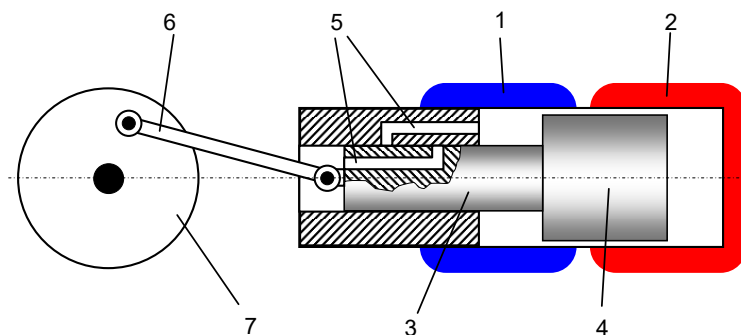
13. ábra: A γ típusú gép [44]. 1. hőcserélő kamra forró oldala, 2. hideg oldala, 3. áttoló dugattyú 4. hajtókarok, 5. lendkerék, 6. munkadugattyú.

2.3.1.5. EGYÉB HŐLÉGMOTOROK

A Ringbom gép [45] is alacsony hőmérsékletközre van építve. Elrendezése nagyon hasonlít a γ típusú gépre, de az áttolódugattyú nem a főtengelyre, hanem egy érzékeny lérugóra van felfüggesztve. Ha a munkadugattyú sűrít, a lérugó összenyomódik, és az áthelyeződugattyú pozíciót vált.

Az ún. rotary hőléggépnél [46] csak egy dugattyú van, a gáz áthelyezéséről a speciálisan kialakított, zárt térben forgó főtengely gondoskodik.

A hőléggépek családjába tartozik az Ericsson-motor [47, 48], a Manson-motor [49], (14. ábra), és az úgynevezett vákuum motor is [50] – de ezek nem Stirling-rendszerű hőlégmotorok.



14. ábra: Manson-motor [49].

1.-2. a hőcserélő kamra hideg és forró oldala, 3.-4. együttmozgó munka- és áttoló dugattyú, 5. légszűrő furatok (melyek a holtpontokon nyitnak), 6. hajtókar, 7. lendkerék.

3. AZ ABSZORPCIÓS HŐSZIVATTYÚ VIZSGÁLATA

Kutatómunkám során az ammónia-víz munkaközegű oldatszivattyús abszorpciós hőszivattyút vizsgáltam. A hatékonyság-növelés módjának megállapításához a legcélravezetőbb mód, egy matematikai modell megalkotása. A modell segítségével meghatározhatóvá válik, hogy az adott bemenő paraméterek milyen hatással vannak a COP értékére. Ahhoz, hogy e modell gördülékenyen működjön szükség van a hűtőközegpár fizikai paramétereit leíró kétváltozós függvényekre. Ezen változók pedig a hőmérséklet és a koncentráció, illetve a nyomás és a koncentráció. Így az első lépés az volt, hogy ezen háromdimenziós felületeket megbízhatóan tudjuk számolni.

3.1. AMMÓNIA-VÍZ HŰTŐKÖZEG FIZIKAI JELLEMZŐI

A fizikai jellemzők vizsgálatához Carl G. Almén művét [51] használtam kiindulási alapnak, és noha több hasonló kutatás van [52, 53, 54], ezt igyekeztem továbbfejleszteni. A cél a hűtőközegpár fizikai paramétereinek egyszerű, könnyen alkalmazható, kis hibával dolgozó közelítéseinek létrehozása [55]. Mivel térgörbéről van szó, gyakori a sokadfokú polinomokkal való leírás, de ez esetünkben túl bonyolultá, nehezen kezelhetővé válhat. Ezért a következő elvet alkalmaztam:

- a. A térgörbét eleve hozzá hasonló karakterű függvénnyel közelítettem,
- b. A kialakuló hibának is van egy karaktere. Ezt is hasonlóan közelítettem.

A két függvény szuperpozíciója megfelelően pontos lesz, mivel a hibafüggvény leszűri az alapfüggvény eltéréseit, de még mindig aránylag egyszerű marad. A módszer további előnye, hogy e közelítés figyelembe veszi a közelítendő függvény kis értelmezési

tartományokra eső hirtelen értékvtáltásait is, és akkor is elfogadható eredményt ad, ha a vizsgált tartományon kívül vagyunk.

3.1.1. GŐZNYOMÁSGÖRBÉK

A gőznyomás meghatározására a Clausius-Clapeyron [56] egyenlet szolgál, ebből származik a részben empirikus Antoine egyenlet [57, 58]. Ezt tekintem kiindulási alapnak (1), azonban itt a hőmérséklet (t) mellett figyelembe vesszünk még egy változót, a koncentrációt (x), (2) (15. ábra). A további számításokban szükség lesz az inverz közelítésre is, azaz hogy a hőmérsékletre a gőznyomásból következtessünk (3). A kapott a képletből természetesen ki lehet fejezni ezt is.

$$p(t) = e^{\frac{A-B}{t+C}} \quad (1)$$

$$p(t, x) = e^{\frac{A(x)-B(x)}{t+C(x)}} \quad (2)$$

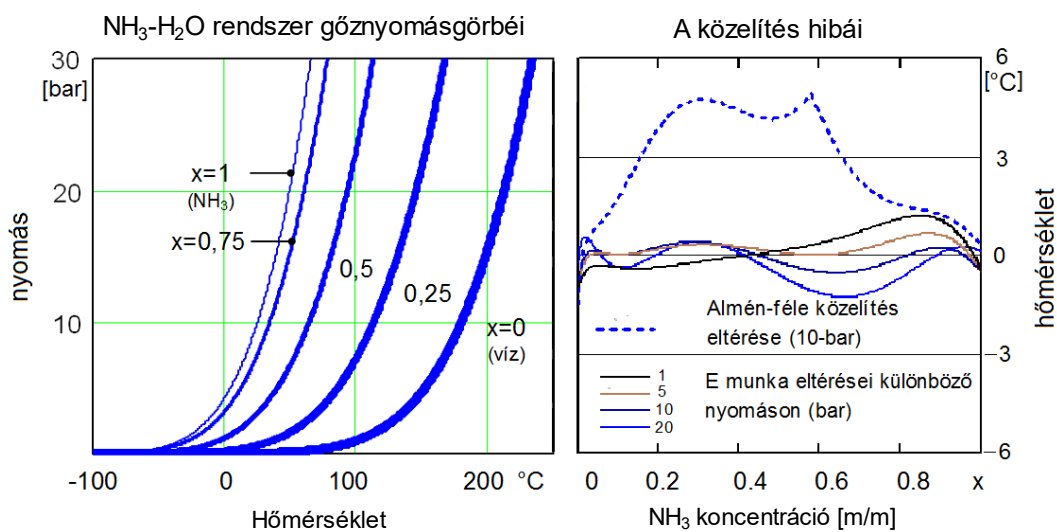
$$t(p, x) = \frac{B(x)}{A(x) - \ln(p)} - C(x) \quad (3)$$

Ahol az $A(x)$, $B(x)$, $C(x)$, rendre:

$$A(x) = 11,675 \cdot (1 - 0,223x^{0,5} - 1,55x^{1,5}) \quad (4)$$

$$B(x) = 3840 \cdot (0,126x^{2,62} - 0,1157x^{1,62} - 0,62x^{0,62} + 1) \quad (5)$$

$$C(x) = (229 + 47,7x - 20x^2) - 7 \sin(2,8x) - 1,5 \sin(8,5x) \quad (6)$$



15. ábra: Gőznyomásgörbék különböző koncentrációknál, és a közelítés hibája.

Az átlagos eltérés rendre: 2,48 °C, illetve 0,53, 0,32, 0,39, 0,37 °C. (inverz ábrázolás)

3.1.2. EGYENSÚLYI GÖRBÉK

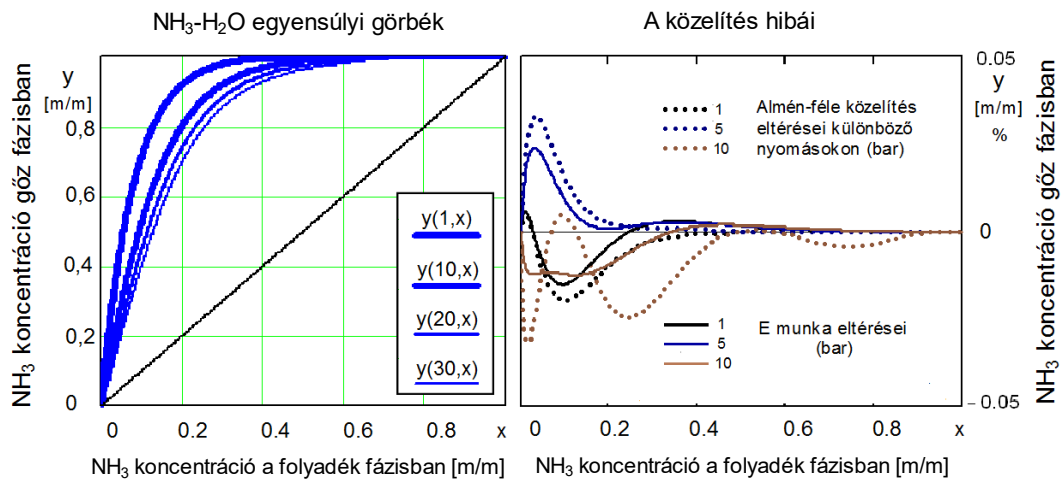
Ez azt mutatja meg, hogy az adott koncentrációjú oldat az adott nyomáson milyen összetételű gőzzel tart egyensúlyt (16. ábra).

$$y(p, x) = B_y(x) - e^{A_y(p) \cdot x} \quad (7)$$

Ahol $A_y(p)$, és $B_y(x)$ rendre:

$$A_y(p) = 1,5413 \cdot e^{-p} + 2,5151 \cdot \ln p - 14,2715 \quad (8)$$

$$B_y(x) = 1 - 0,0353 \cdot \sin(\pi \cdot e^{-8x}) \quad (9)$$

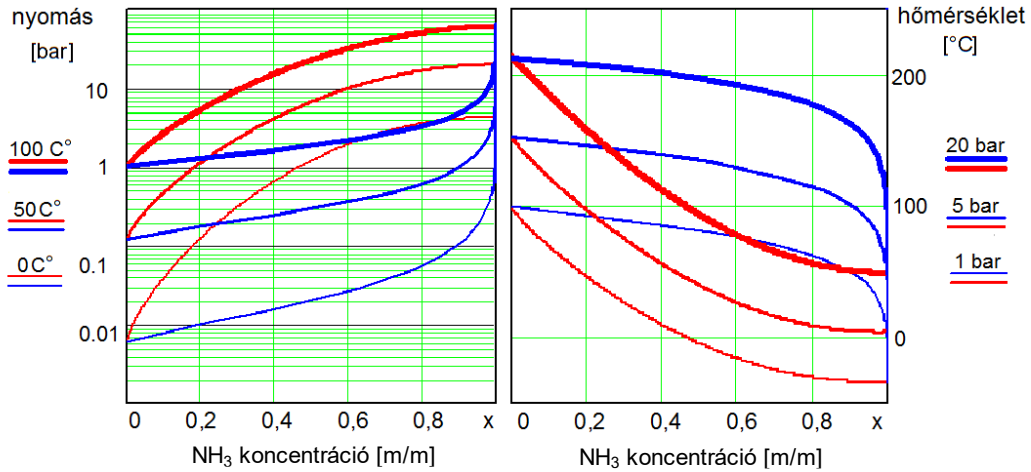


16. ábra: Ammónia-víz egyensúlyi görbék 1, 5, 10, 20 és 30 bar nyomáson, és a közelítés hibája 1, 5, 10 bar nyomásokon, m/m%-ban:

Az átlagos eltérés rendre: 4,68, 1,77, 3,27, illetve 2,27, 1,36, 2,45, $\times 10^{-3}$.

3.1.3. BUBORÉK- ÉS HARMATPONTGÖRBÉK

Buborékpont az a nyomás, illetve hőmérséklet, amikor a folyadékfázisban megjelennek az első buborékok, harmatpont pedig az a nyomás, illetve hőmérséklet, amikor megindul a gőzfázis kondenzációja. Ezek a pontok az egykomponensű rendszereknél egybeesnek, de a kétkomponensű rendszereknél, esetünkben ammónia-víz rendszerénél minden egyes koncentrációra két külön pontot kapunk. E pontokat a koncentráció teljes skáláján ábrázolva pedig két külön görbét kapunk. Ez a buborék- és a harmatpontgörbe. Ha a fenti összefüggéseket (2, 3, 7) ismerjük, szemléltetésképpen fel tudjuk rajzolni ezen görbéket is. Az állandó hőmérsékleten vett görbékhez a $p(t,x)$ (2) egyenletet kell ábrázolni x és y szerint, ahol a függőleges tengely logaritmikus skálát kap (17. ábra bal oldala). A $t(p,x)$ egyenlet (3), az x szerint ábrázolva maga az állandó nyomáson vett buborékgörbe, az y szerinti ábrázolása pedig a harmatpontgörbe (17. ábra jobb oldala).



17. ábra: Buborék- (piros) és harmatpontgörbék (kék) állandó hőmérsékleten (balra), és állandó nyomáson (jobbra).

3.1.4. TELÍTETLEN OLDAT SŰRŰSÉGE

A sűrűség hőmérséklet- és koncentráció-függvényét a következőképpen állítjuk elő:

$$\rho(t, x) = C_{\rho_1}(t) - C_{\rho_2}(t) \cdot x - (C_{\rho_3}(t))^{2.5 \cdot x} \quad (10)$$

$$C_{\rho_1}(t) = 1034,45833 \cdot t - 0,12232 \cdot t + 0,00293 \cdot t^2 \quad (11)$$

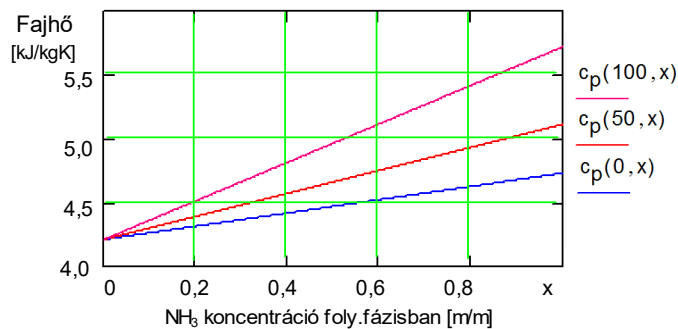
$$C_{\rho_2}(t) = 395,43857 + 0,55357 \cdot t + 0,00411 \cdot t^2 \quad (12)$$

$$C_{\rho_3}(t) = 2,02857 + 0,03629 \cdot t - 0,00011 \cdot t^2 \quad (13)$$

3.1.5. TELÍTETLEN OLDAT FAJHŐJE

Ezt a következő közelítéssel állítjuk elő: (18. ábra)

$$c_p(t, x) = 4,210 - 1,35 \cdot 10^{-3} \cdot t + 1,38 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 + 0,52 \cdot x + 5,35 \cdot 10^{-3} \cdot x \cdot t + 4,62 \cdot 10^{-5} \cdot x \cdot t^2 \quad (14)$$



18. ábra: Telítetlen oldat fajhője 0, 50, illetve 100 C°-on.

3.1.6. TÚLHEVÍTETT GŐZ FAJHŐJE:

Ez az érték egyszerűen a két közeg fajhőjéből tevődik össze:

$$c_{p,v}(t, y) = y \cdot c_{p,vNH_3}(t) + (1 - y) \cdot c_{p,vH_2O}(t) \quad (15)$$

$$c_{p,vH_2O}(t) = 0,00002 \cdot t^2 + 0,00065 \cdot t + 1,8887 \quad (16)$$

$$c_{p,vNH_3}(t) = 0,0002 \cdot t^2 + 0,0038 \cdot t + 2,4473 \quad (17)$$

3.1.7. OLDAT ENTALPIA

Ezen értékek modellezésekor az Almén-féle közelítés [51] kerül felhasználásra (19. ábra).

$$h_{liquid}(t, x) = SL_1(t, x) + SL_2(t, x) + SL_3(t, x) \quad (18)$$

$$SL_1(t, x) = 4,21 \cdot t - 0,00675 \cdot t^2 + 0,000006 \cdot t^3 \quad (19)$$

$$SL_2(t, x) = -x \cdot (705,3 - 0,52 \cdot t - 0,002675 \cdot t^2 - 0,0000154 \cdot t^3) \quad (20)$$

$$SL_3(t, x) = -930 \cdot x^2 + 4157,3 \cdot t^3 - 3734 \cdot t^4 + 915 \cdot t^5 \quad (21)$$

3.1.8. GŐZ ENTALPIA

A gőz entalpia számítására szintén az Almén-féle közelítés [51] került felhasználásra: (19. ábra)

$$h_{vapor}(p, x) = SV_1(p, x) + SV_2(p, x) + SV_3(p, x) + SV_4(p, x) + SV_5(p, x) \quad (22)$$

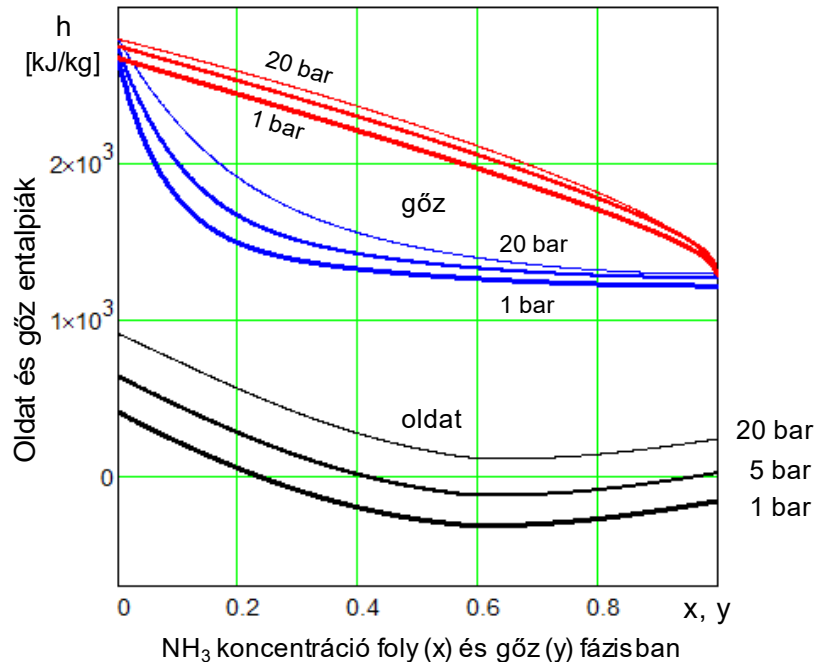
$$SV_1(p, x) = \ln(p)^0 \cdot (2675,091 - 1455,635 \cdot y(p, x) + 271 \cdot (y(p, x) + (x - 2) \cdot x)) \quad (23)$$

$$SV_2(p, x) = \ln(p)^1 \cdot (44,42307 - 12,74954 \cdot y(p, x) + 35,17785 \cdot (y(p, x) + (x - 2) \cdot x)) \quad (24)$$

$$SV_3(p, x) = \ln(p)^2 \cdot (1,951884 - 1,663144 \cdot y(p, x) + 9,053361 \cdot (y(p, x) + (x - 2) \cdot x)) \quad (25)$$

$$SV_4(p, x) = \ln(p)^3 \cdot (-0,5803419 - 0,0301501 \cdot y(p, x) + 0 \cdot (y(p, x) + (x - 2) \cdot x)) \quad (26)$$

$$SV_5(p, x) = \ln(p)^4 \cdot (-0,171686 + 0,0902874 \cdot y(p, x) + 1,0672312 \cdot (y(p, x) + (x - 2) \cdot x)) \quad (27)$$



19. ábra: Oldat entalpiák (fekete), gőzentalpiák (kék), ahol az alsó az x -ből, a felső(piros)entalpia értékek az y -ből adódnak (mivel p és x meghatározza az y -t).

3.2. A HŰTŐ KÖRFOLYAMAT MATEMATIKAI MODELLJE

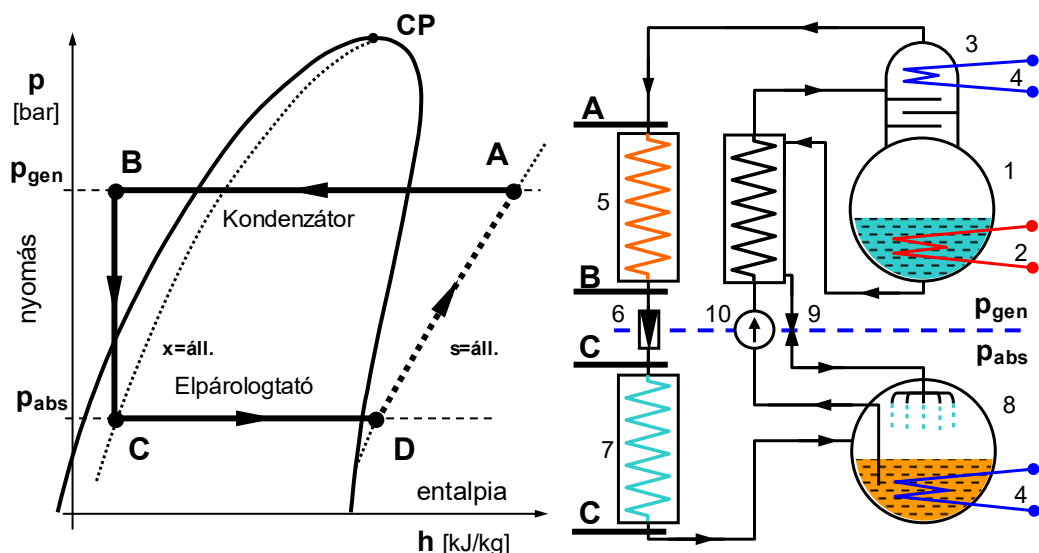
3.2.1. KIINDULÁSI FELTÉTELEK

A számítás célja az, hogy megalkossuk a hűtőkör jól kezelhető modelljét (20. ábra), mellyel vizsgálva a rendszer viselkedését, megkeressük a hatékonyság növelésének lehetséges módját.

A berendezésben létrejövő minden anyag- és energiaáramot célszerű egységnyi hűtőközeg tömegáramra vetíteni, és azzal számolni, ami az itt lévő számításban 1 g/s lesz. Ezáltal a COP értékét is a teljesítményekből számolom ki.

Állandósult üzemet feltételezek, és azt, hogy minden egyes részegység megfelelő fizikai méretű, és tökéletesen el tudja látni a ráeső feladatot. (Tehát a méretezéssel nem foglalkozom, mert az egy későbbi feladat.)

Rögzítenünk kell a generátor és az abszorber oldatkonzentrációit (x_{abs} , x_{gen}), és hőmérsékleteit (t_{abs} , t_{gen}). E két hőmérséklet többnyire adott. Valamint a kondenzátor és az elpárologtató hőmérsékletét (t_{kond} , t_{elp}) Hűtésnél az első adott, a második az elérni kívánt érték (hőszivattyúnál fordítva).



20. ábra: A hűtőkörfolyamat ábrázolása a p - h diagramon és az abszorpciós hűtő vázlatja. A, B, C, D, a folyamat sarkpontjai, CP kritikus pont. (A D-A szakasz csak a kompresszoros hűtésnél ábrázolható így) 1. generátor, 2. fűtés, 3. utóhűtő, 4. hűtés 5. kondenzátor, 6. fojtószelep, 7. elpárolgató, 8. elnyelető, 9. szabályozószelep, 10. oldatszivattyú.

3.2.2. A GENERÁTORBAN VÉGBEMENŐ FOLYAMATOK

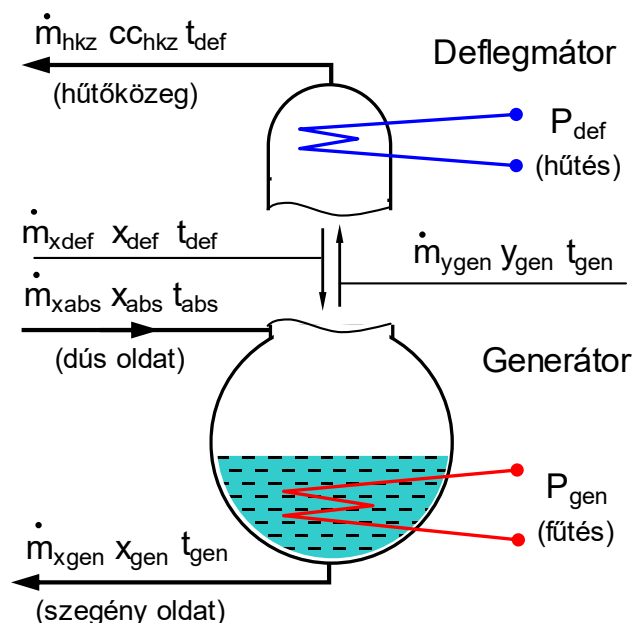
A generátornak két része van (21. ábra). A forralótartály, a tulajdonképpeni generátor, amely a benne lévő oldatból forró, ammóniában dús gőzt állít elő, és az utóhűtő, ahol adott hőmérsékletre visszahűtjük, így vízben dús fázis válik ki belőle, a távozó gőz pedig nagy tisztaságú ammónia lesz.

3.2.2.1. A KONCENTRÁCIÓK ÉS A NYOMÁS

A generátor tartályában (21. ábra) az ammónia oldatból való kiűzése történik. Az itt uralkodó nyomás (p_{gen}) a (2) összefüggés alapján határozható meg, a hőmérséklet (t_{gen}) és a koncentráció (x_{gen}) ismeretében. A képződő gőz koncentrációja (y_{gen}) pedig az egyensúlyi görbe (7) alapján számítható:

$$p_{gen} = p(x_{gen}, t_{gen}) \quad \text{és} \quad y_{gen} = y(p_{gen}, x_{gen}) \quad (28)$$

Magát a folyamatot a 22. ábra zöld vonalai szemléltetik. De a folyamat végterméke még nem lesz megfelelő tisztaságú ammónia, azaz még nem használható hűtőközegként, ezért tovább kell finomítani. Ezt a feladatot az utóhűtő látja el.

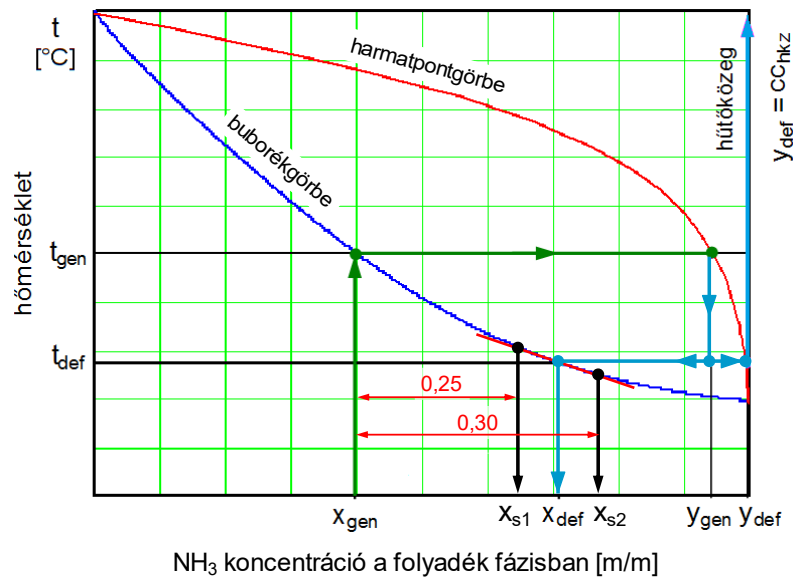


21. ábra: A generátor (lent) és az utóhűtő (fent) tömegáramai, valamint azok hőmérsékletei és koncentrációi.

Az utóhűtő a képződő gőzt, adott nyomáson visszahűtve – a gyakorlatban 50-60 °C-os visszahűtés történik – 99% feletti koncentrációjú ammóniává tisztítja. Ez az y_{def} , amit a további számításokban c_{hkz} -ként említek (mivel hol gőz, hol folyadék fázisba kerül). Az x_{def} pedig a feldúsult kondenzátum értéke, ami a forralótartályba kerül vissza. A folyamatot a 22. ábra világoskék vonalai szemléltetik.

Az y_{def} értéke a (32) alapján adódik, de szükség van az x_{def} -re is. Ez azonban közvetlenül nem számítható, hiszen erre nem készült közelítés, illetve annak inverzét nem lehet kiszámolni. Csak a hőmérsékletre van közelítés, adott nyomásnál és koncentrációnál, de ennek a kalkulációnak az inverzére lenne szükség.

Nem tévedünk sokat, ha a buborékgörbe rövid szakaszát egyenesnek feltételezzük. A vízszintes tengelyen felvéve két, a várható x_{def} -hez közeli segédváltozót, az x_{s1} , x_{s2} értékeket, amelyeket az x_{gen} -ből becsülünk (jelen esetben $x_{gen}+0.25$, $x_{gen}+0.30$) és kiszámolva azok hőmérsékleteit, az x_{def} lineárisan közelíthető. A közelítés relatív hibája 1-2 százalékos mértékű lesz (29, 30, 31). Ezen értékből már kiszámítható az y_{def} koncentráció. És mivel ez utóbbi görbéje, azaz a harmatpontgörbe ezen szakasza jóval meredekebb az előzőnél (az ábrán gyakorlatilag függőleges), ezért az így kapott y_{def} érték relatív hibája ezrelékes nagyságrendű lesz, ami már bőven megfelel a számítással szemben támasztott elvárásoknak.



22. ábra: A generátorban (zöld) és az utóhűtőben végbemenő (világoskék) folyamatok állandó nyomású buborék- és harmatpontdiagramon szemléltetve ($p=p_{gen}$).

$$x_{s1} = x_{gen} + 0,25 \quad \text{és} \quad x_{s2} = x_{gen} + 0,30 \quad (29)$$

$$t_{s1} = t(p_{gen}, x_{s1}) \quad \text{és} \quad t_{s2} = t(p_{gen}, x_{s2}) \quad (30)$$

$$x_{def} = x_{s1} + (x_{s2} - x_{s1}) \cdot \frac{t_{def} - t_{s1}}{t_{s2} - t_{s1}} \quad (31)$$

$$y_{def} = y(p_{gen}, x_{def}) \quad (32)$$

3.2.2.2. A TÖMEGÁRAMOK SZÁMÍTÁSA

Az utóhűtő tömegáramai a következők:

$$\dot{m}_{x_{def}} = \frac{CC_{hkz} - y_{gen}}{y_{gen} - x_{def}} \cdot \dot{m}_{hkz} \quad (33)$$

$$\dot{m}_{y_{gen}} = \dot{m}_{hkz} + \dot{m}_{x_{def}} \quad (34)$$

A teljes generátoregységre felírva:

$$\dot{m}_{gen} = \frac{CC_{hkz} - x_{abs}}{x_{abs} - x_{gen}} \cdot \dot{m}_{hkz} \quad (35)$$

$$\dot{m}_{abs} = \dot{m}_{hkz} + \dot{m}_{gen} \quad (36)$$

Ebből az recirkuláció tömegáramaránya, azaz a Flow Rate vagy Flow Ratio:

$$FR = \frac{\dot{m}_{abs}}{\dot{m}_{hkz}} \quad (37)$$

3.2.2.3. HŐSZÜKSÉGLETEK SZÁMÍTÁSA

Meg kell határoznunk az érkező és távozó közegek entalpiáját, és fel kell írunk a hőmérleget. Az entalpiák a (18) és (22) számú közelítésekkel számolhatóak.

A generátorból az utóhűtőbe távozó gőz és az onnan visszaérkező kondenzátum entalpiája:

$$h_{ygen} = h_{vapor}(p_{gen}, y_{gen}) \quad \text{és} \quad h_{xdef} = h_{liquid}(t_{def}, x_{def}) \quad (38)$$

A generátorból az abszorberbe távozó és az onnan visszaérkező oldat entalpiája:

$$h_{xgen} = h_{liquid}(t_{gen}, x_{gen}) \quad \text{és} \quad h_{xabs} = h_{liquid}(t_{gen}, x_{abs}) \quad (39)$$

Az abszorberből érkező oldat entalpiája t_{gen} hőmérsékleten lett meghatározva, hogy különváljon a gőzgeneráláshoz és a recirkuláció melegítéséhez használt hő.

Az anyagmérleget és a hőmérleget felírva adódik a fűtés teljesítményigénye:

$$\dot{m}_{xabs} + \dot{m}_{xdef} = \dot{m}_{xgen} + \dot{m}_{ygen} \quad (40)$$

$$P_{gen} + \dot{m}_{xabs} \cdot h_{xabs} + \dot{m}_{xdef} \cdot h_{xdef} = \dot{m}_{xgen} \cdot h_{xgen} + \dot{m}_{ygen} \cdot h_{ygen} \quad (41)$$

$$P_{gen} = \dot{m}_{xgen} \cdot h_{xgen} + \dot{m}_{ygen} \cdot h_{ygen} - \dot{m}_{xabs} \cdot h_{xabs} - \dot{m}_{xdef} \cdot h_{xdef} \quad (42)$$

A hűtés teljesítményigénye:

$$\dot{m}_{ygen} = \dot{m}_{xdef} + \dot{m}_{ydef} \quad \text{ahol} \quad \dot{m}_{ydef} = \dot{m}_{hkz} \quad (43)$$

$$P_{def} + \dot{m}_{ygen} \cdot h_{ygen} = \dot{m}_{xdef} \cdot h_{xdef} + \dot{m}_{hkz} \cdot h_{ydef} \quad (44)$$

$$P_{def} = \dot{m}_{xdef} \cdot h_{xdef} + \dot{m}_{hkz} \cdot h_{ydef} - \dot{m}_{ygen} \cdot h_{ygen} \quad (45)$$

3.2.3. A KONDENZÁTOR

A kondenzátor nyomása megegyezik a generátoréval. Itt tovább hűtjük a hűtőközeget, ami lekondenzálódik, azaz cseppfolyós állapotba kerül, majd így jut a fojtószelepre.

A hűtés energiaszükséglete a kondenzátor előtti és utáni entalpiákból adódik:

$$h_{hkzgen} = h_{vapor}(p_{gen}, cc_{hkz}) \quad \text{és} \quad h_{hkzkond} = h_{liquid}(t_{def}, cc_{hkz}) \quad (46)$$

$$P_{kond} = \dot{m}_{hkz} \cdot (h_{hkzgen} - h_{hkzkond}) \quad (47)$$

Megjegyzés:

A berendezés szűk keresztmetszete a kondenzátor. Túlterhelés esetén ez melegszik túl. Előnyös nagyra méretezni, és annyira lehűteni, amennyire csak lehet, gyakran az elpárologatóból távozó hűtőközeggel is előhűtik. De mivel ez ismert probléma, ezzel nem foglalkozunk. A számítási modellben csak szobahőmérsékletre hűtjük.

3.2.4. A FOJTÓSZELEP

A hűtőközeg a fojtószelepen áthaladva az alacsony nyomású zónába kerül, ekkor a Joule-Thomson expanzió játszódik le, azaz lehül, és egy része már itt elpárolog. A fojtószelep túloldalán már az elnyeletőtartály nyomása uralkodik. Ez a nyomás a (2) közelítésből határozható meg:

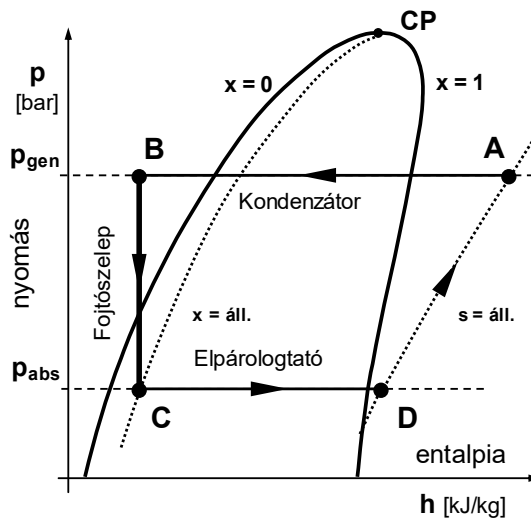
$$p_{abs} = p(t_{abs}, x_{abs}) \quad (48)$$

Ezzel, és a (3) közelítéssel már kiszámítható az expandált hűtőközeg hőmérséklete:

$$t_{exp} = t(p_{abs}, cc_{hkz}) \quad (49)$$

Megjegyzés: Ez is egy fontos sarokpontja a hűtési körnek. A t_{exp} -nek jóval az elvárt t_{elp} alatt kell lennie. Ez alapvetően az abszorber visszahűtésétől függ.

Az expanziót izentalpikusnak feltételezzük, de az előtte és az utána lévő közeg belső energiája nem azonos. Így, noha lehül, de mégis hő szabadul fel. Ez a hő a hűtőközeg egy bizonyos részét már itt elgőzölteti (23. ábra).



23. ábra: A fojtószelepen végbemenő folyamat ábrázolása a p-h diagramon:

A fojtószelepen (B-C szakasz) részleges elpárolgás következik be.

Az elpárolgatózott hűtőközeg mennyiségének kiszámítása:

$$h_{hkzkond} = h_{liquid}(t_{def}, cc_{hkz}) \quad \text{és} \quad h_{hkzexp} = h_{liquid}(t_{exp}, cc_{hkz}) \quad (50)$$

Ezt össze kell vetni az adott körülmények közti párolgáshővel:

$$r_{hkz} = [h_{vapor}(t_{abs}, cc_{hkz}) - h_{liquid}(t_{exp}, cc_{hkz})] \quad (51)$$

Így a keletkező gőzfázis és folyadékfázis tömegárama:

$$\dot{m}_{hkzvap} = \dot{m}_{hkz} \frac{h_{hkzkond} - h_{hkzexp}}{r_{hkz}} \quad \text{és} \quad \dot{m}_{hkzliq} = \dot{m}_{hkz} - \dot{m}_{hkzvap} \quad (52)$$

3.2.5. AZ ELPÁROLOGTATÓ

Itt elpárolog a még folyadékfázisban maradt hűtőközeg, majd a teljes gőzmennyiség túlhevül, azaz felmelegszik az elpárologtató hőmérsékletére. Az így elvont hő:

$$P_{elpelp} = \dot{m}_{hkzliq} \cdot r_{hkz} \quad (53)$$

A túlhevülés által elvont hő: szükség van az érkező hűtőközeg és az elpárologtató közti hőmérsékletkülönbségre és a fajhőre. Ez utóbbi a (15) közelítésből származik.

$$\Delta t_{elp} = t_{elp} - t_{exp} \quad \text{és} \quad c_{hkzelp} = c_{p,v}(t_{exp}, cc_{hkz}) \quad (54)$$

$$P_{elpnül} = c_{hkzelp} \cdot \dot{m}_{hkz} \cdot \Delta t_{elp} \quad (55)$$

A hűtőteljesítmény e két teljesítmény összege, ahol az elpárologtatásé a döntő szerep.

$$P_{elp} = P_{elpelp} + P_{elpnül} \quad (56)$$

A folyamat végén a hűtőközeg hőtartalma az alábbi összefüggéssel határozható meg:

$$h_{hkzelp} = h_{vapor}(p_{abs}, cc_{hkz}) + c_{hkzelp} \cdot \Delta t_{elp} \quad (57)$$

3.2.6. AZ ELNYELETŐ

Itt az érkező hűtőközeg visszaoldása történik. Az érkező és távozó közegek paraméterei és a nyomása fentebb már meghatározásra került. Az anyagmérleg és a hőmérleg számítása az alábbiak szerint történik:

$$\dot{m}_{gen} + \dot{m}_{hkz} = \dot{m}_{abs} \quad (58)$$

$$P_{abs} + \dot{m}_{gen} \cdot h_{gen} + \dot{m}_{hkz} \cdot h_{hkzelp} = \dot{m}_{xabs} \cdot h_{abs} \quad (59)$$

$$P_{gen} = +\dot{m}_{xabs} \cdot h_{abs} - \dot{m}_{gen} \cdot h_{gen} - \dot{m}_{hkz} \cdot h_{hkzelp} \quad (60)$$

Az entalpiák szintén a (15) és (19) közelítések alapján határozhatók meg:

$$h_{gen} = h_{liquid}(t_{abs}, x_{gen}) \quad \text{és} \quad h_{abs} = h_{liquid}(t_{abs}, x_{abs}) \quad (61)$$

A generátorból érkező oldat entalpiáját meghatároztam t_{abs} -on, hogy matematikailag elválasszam a gőzgenerálási és a recirkuláció melegítésre használt hőt. Ez utóbbi meghatározása a következő pontban történik.

3.2.7. A HŐCSERÉLŐ

A keringetett közegek entalpiáit eddig az érkezés hőmérsékletén számoltuk, noha a generátor és az abszorber között jelentős a hőmérséklet különbség. Így az

energiamérlegben azok felmelegítéséhez és visszahűtéséhez szükséges hő nem szerepel.

A fajhőre mindkét esetben a (14) összefüggést használtam.

Az abszorberből a generátorba érkező dús oldat fűtéséhez szükséges hő:

$$P_{recabs} = \dot{m}_{xabs} \cdot \int_{t_{abs}}^{t_{gen}} c_p(t, x_{abs}) \cdot dt \quad (62)$$

A generátorból az abszorberbe érkező szegény oldat visszahűtéséhez szükséges hő:

$$P_{recgen} = \dot{m}_{xgen} \cdot \int_{t_{gen}}^{t_{abs}} c_p(t, x_{gen}) \cdot dt \quad (63)$$

Ezek után már elvégezhetjük az ellenőrzést, azaz kiszámolhatjuk az egész körfolyamat hőmérlegét.

$$P_{gen} + P_{def} + P_{kond} + P_{elp} + P_{abs} + P_{recabs} + P_{recgen} = 0 \quad (64)$$

A recirkuláció egy hőigényes folyamat. Az abszorberbe áramló közeg visszahűtéséhez és a generátorba áramló közeg visszafűtéséhez nagy mennyiségű hőt kell elvonni, illetve bevinni (utóbbi befolyásolja a COP-t). Ez bizonyos esetekben meghaladja a gőzgenerálás hőszükségletét. Ezért jó minőségű hőcserélő kell.

$$P_{recfüt} = (1 - \eta_{hcs}) \cdot P_{recabs} \quad (65)$$

3.2.8. A SZIVATTYÚ-TELJESÍTMÉNY

Az oldatkeringetést szivattyúzással kell létrehozni. A tömegáram néhányszorosa a hűtőközegáramnak, de a nyomáskülönbség igen jelentős. A körülményektől függően, akár 10-20 bar is lehet. Az oldatkeringetés térfogatárama, és a nyomáskülönbség:

$$Q_{abs} = \frac{\dot{m}_{abs}}{\rho(t_{abs}, x_{abs})} \quad \text{és} \quad \Delta p = p_{gen} - p_{abs} \quad (66)$$

A szivattyúzás teljesítményigénye a következő módon számítható. Itt figyelembe kell venni a motor hatásfokát, a szivattyú hidraulikus hatásfokát és az áramlási veszteségeket is. A szivattyúzás összhatásfokát 50%-nak veszem [59, 60].

$$P_{sziv} = \frac{1}{\eta_{sziv}} \cdot Q_{abs} \cdot (\Delta p + \Delta p_{veszteség}) \quad (67)$$

3.2.9. JÓSÁGI FOK

A jósági fok, azaz a COP számlálójában a hűtési teljesítmény, nevezőjében pedig a ráfordított energia van. Ez jelen esetben három részből tevődik össze: az ammóniagőz

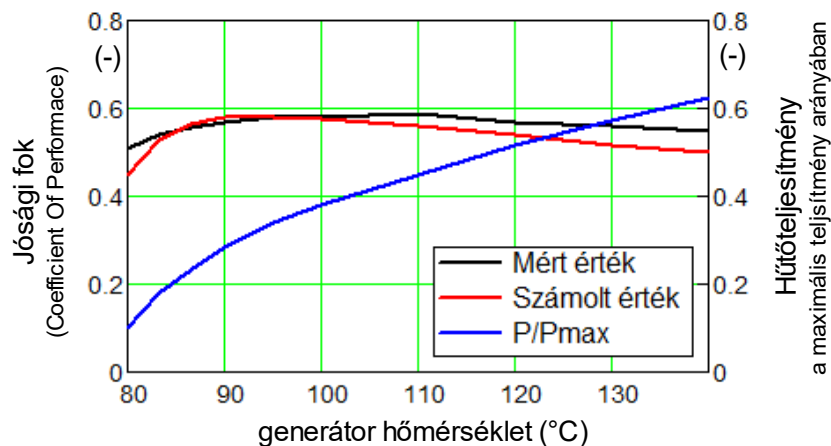
generálásának és a recirkuláció felmelegítésének teljesítményigénye, valamint a szivattyú teljesítménye.

$$COP = \frac{P_{elp}}{P_{genfűt} + P_{recfűt} + P_{sziv}} \quad (68)$$

3.3. AZ EREDMÉNYEK VIZSGÁLATA

3.3.1. A MODELL ÉRTÉKELESE

Mivel intézetünkben nem áll rendelkezésre abszorpciós hűtő amin összehasonlító méréseket lehetne végezni, ezért a fenti modellből számított értékeket a szakirodalomban található mérési eredménnyel [61] vettem össze (24. ábra).



24. ábra: A jóság fok a generátor hőmérsékletének függvényében, és a fajlagos teljesítmény.

Adatok: $t_{kond}=35^{\circ}\text{C}$, $t_{abs}=35^{\circ}\text{C}$, $x_{gen}=47\%$ (m/m%), $x_{abs}=52\%$ (m/m%).

A COP eltérése a görbe mentén átlagosan 0,0238.

Láthatóan modellünk nem tökéletes, de alkalmas a berendezésben lejátszódó folyamatok szemléltetéséhez. A diagramban szerepel a teljesítmény tájékoztató értéke, ami a hőmérséklettel nő [62], mivel a folyamatot az ébredő nyomáskülönbség hajtja. E két információ megszabja a kutatás további irányát.

3.3.2. A VIZSGÁLT VÁLTOZÓK

Az alább felsorolt bemenő paraméterek vannak szignifikáns hatással a COP értékére:

1. generátor hőmérséklete: t_{gen}
2. utóhűtő hőmérséklete: t_{def}

3. kondenzátor hőmérséklete:	t_{kond} ,
4. abszorber hőmérséklete:	t_{abs} ,
5. generátorban lévő oldat koncentrációja:	x_{gen} ,
6. abszorberben lévő oldat koncentrációja:	x_{abs} ,
7. hőcserélő hatásfoka:	η_{hcs} .

A számítás során felvett alapadatok a következők voltak: $t_{gen}=100^{\circ}\text{C}$, $t_{def}=60^{\circ}\text{C}$, $t_{kond}=35^{\circ}\text{C}$, $t_{abs}=30^{\circ}\text{C}$, $x_{gen}=37\%$ (m/m%), $x_{abs}=44\%$ (m/m%) Az elpárolgató hőmérséklete is hat a folyamatra, de az többnyire egy elérendő cél. Esetünkben -10°C . A 25. ábra grafikonjai úgy értendők, hogy ezen értékek közül mindig csak egyet változtattunk meg egy bizonyos tartományon belül, de a többi érték változatlan marad. E pontokat nehéz külön tárgyalni, mivel szorosan összefüggnek és hatnak egymásra.

3.3.2.1. A GENERÁTOR HŐMÉRSÉKLETE

A generátor hőmérséklete nem választható szabadon. Ha a folyamat hulladék hővel van táplálva, a hőmérséklet többnyire adott, amihez adaptálni kell az oldatkonzentrációkat. Jelen esetben $80\text{-}120^{\circ}\text{C}$ között vizsgáltuk a rendszert, mivel ezen koncentrációknál 120°C felett már túl nagy nyomás adódik ($17,73\text{ bar}$), ami fölé a szilárdsági problémák miatt nem érdemes fokozni. Tehát ez az egyik korlát. A másik pedig az, ha nagyon alacsony a hőmérséklet, akkor annyira lecsökken a nyomáskülönbség ($4,24\text{ bar}$), hogy lecsökken a hűtőközeg áramlása, azzal együtt az elpárolgató hőmérséklete is és a folyamat hirtelen leáll. Azaz 80°C alá érve a COP görbe meredeken zuhan (ezt nem jelzi a grafikon). A grafikonból megállapítható (25/a ábra), hogy a hőmérséklet egyrészt nem növeli a COP-t, másrészt erőteljesen emeli a nyomást.

3.3.2.2. AZ UTÓHŰTŐ HŐMÉRSÉKLETE

Az utóhűtő hőmérsékletét addig érdemes csökkenteni, amíg 99% feletti tisztaságú hűtőközeget kapunk [16]. Megjegyzendő, hogy egyes irodalmakban akár $99,9\%$ is szerepel [63]. Ezt azért kell megtenni, hogy a víztartalom már ne okozzon fagyást a fojtószelepen, és az elpárolgatóban. Jelen esetben ez 60°C -nál következik be, így a COP görbéje $50\text{-}70^{\circ}\text{C}$ között lett ábrázolva. Nem érdemes túlzottan visszahűteni a generált gőzt, mivel az már további előnnyel nem jár, viszont az elvont hőt pótolni kell, ami a hőbevitel növelését vonja maga után - vagyis rontani fogja a COP-t (25/b ábra).

Javulást eredményez, ha az abszorberből érkező hideg oldatot felhasználjuk az utóhűtő hűtésére, mivel az ott részlegesen felfűtődik. Ezáltal az oldat visszafűtésére fordított hőből valamennyit megtakarítunk. Ezt az esetet jelzik a 25. ábrában a kék vonalak. (Ezt már régóta alkalmazzák.)

3.3.2.3. A KONDENZÁTOR HŐMÉRSÉKLETE

Ha csökkentjük a kondenzátor hőmérsékletét, egyértelműen javul a hűtőteljesítmény és a COP is, hiszen, a fojtószelepen áthaladva kevesebb hűtőközeg gőzölög el. A grafikonon (25/c ábra) 25 és 55 °C-között van ábrázolva, mert ezek a normál hűtővízzel elérhető értékek. Így is jól látható, hogy a hőmérséklet emelkedésével romlik a jósági fok, végül leáll a folyamat. Bár ez nem szerepel a számításban, de jól bevált megoldás az, ha a kondenzátort, amennyire lehetséges, hűtővízzel lehűtjük, majd pedig az elpárologtatóból távozó hideg hűtőközeg gőzével még tovább hűtjük – amennyiben az rendelkezésre áll.

3.3.2.4. AZ ELNYELETŐ HŐMÉRSÉKLETE

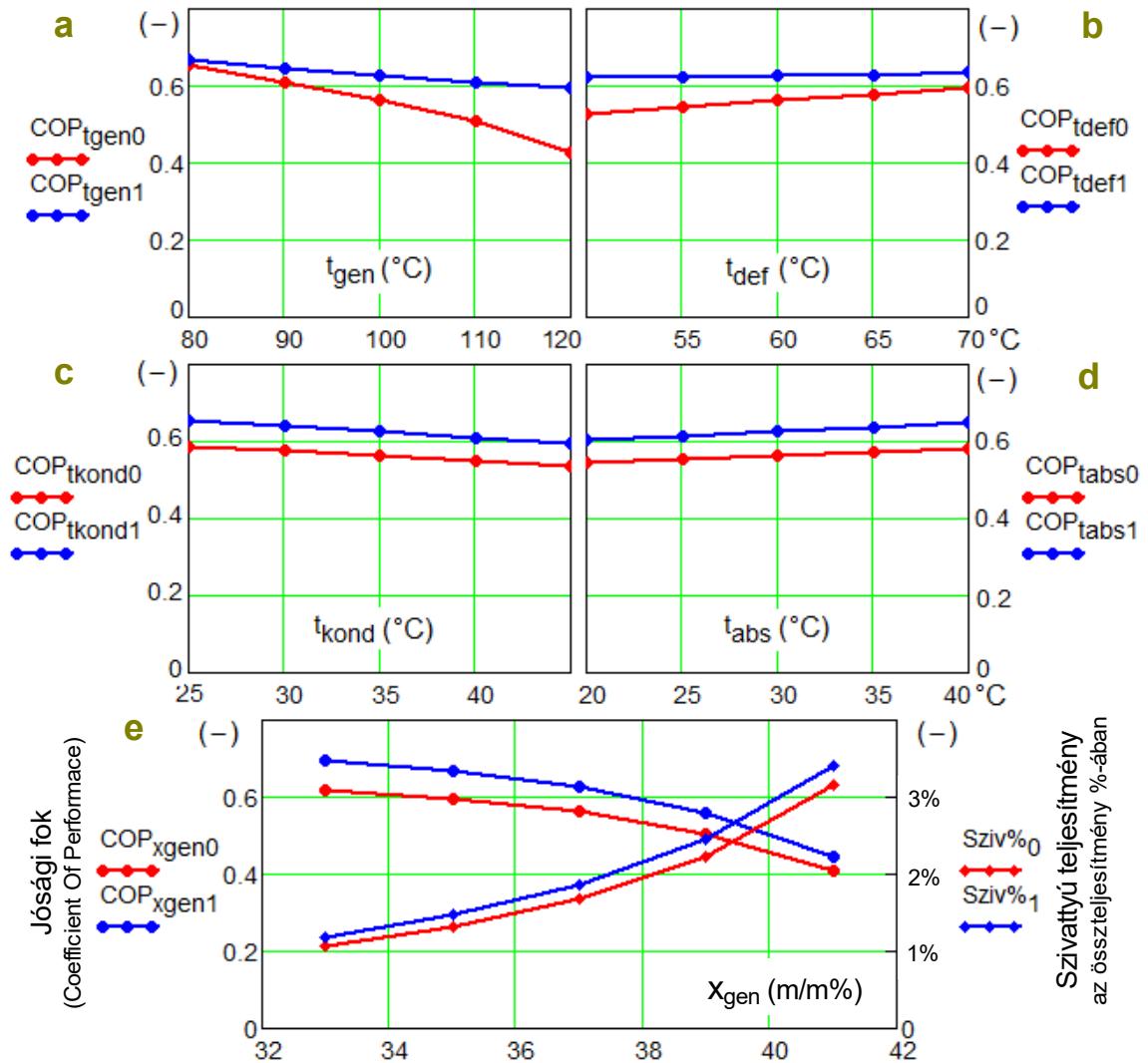
Egy adott koncentrációnál az elnyelető hőmérséklettől függ a nyomása, amitől pedig az expandáló hűtőközeg hőmérséklete függ, amit egy bizonyos értéken, jelen esetben 30 °C-on, vagy az alatt kell tartanunk. Tehát ez egy korlátot jelent. Ettől jobban lehűteni nem célszerű, hiszen az oldatot később vissza kell fűteni, és a bevitt hő csökkenteni fogja a COP értékét. Megjegyzem, bár nem szokás számolni vele, de a hűtővíznek is van költsége. A grafikonon (25/d ábra) a normál hűtővízzel elérhető értékek között, azaz 20-40 °C-között lett ábrázolva.

3.3.2.5. MUNKAKÖZEG KONCENTRÁCIÓK

Alapvetően a koncentrációnak a hőforrás hőmérsékletéhez is igazodnia kell, emellett minél nagyobb a generátor ill. az elnyeletőtartály közti koncentráció-különbség, annál kisebb oldatkeringetésre van szükség, így annál kevesebb az oldat visszafűtésre fordított hő, ami növeli a COP-t, viszont egyre nehezebb lesz a szükséges nyomáskülönbség fenntartása. Ez szintén egy korlátot jelent. Hogy szemléltessük a folyamatot, az ábrán 44%-os abszorber oldat koncentráció mellett a generátor oldat koncentrációját az eredeti 37%-helyett 32%-tól 42%-ig változtatjuk (25/e ábra). Láthatóan csökken a COP és ezzel együtt nő a szivattyúzás fajlagos teljesítményigénye is.

3.3.2.6. A HŐCSERÉLŐ HATÉKONYSÁGA

Az abszorberből érkező hideg oldatot a generátorban vissza kell fűteni, ami jelentős teljesítményt igényel. Ez összemérhető az oldatgenerálás teljesítményigényével. Ennek csökkentésére érdemes hatásos hőcserélőt használni. Itt, ebben a példában 80%-os hatékonysággal számoltunk. Minél jobb a hőcserélőnk, annál jobb lesz a COP.



25. ábra: A COP alakulása összevetve a generátor (a), az utóhűtő (b), a kondenzátor (c) és az abszorber (d) hőmérsékletével, illetve a generátor oldatának minőségével (e) és a szivattyú teljesítménye az összteljesítményre vetítve az oldatminőség függvényében (e)

A kék vonal: Az utóhűtő hűtése az abszorberből érkező hideg oldattal.

A grafikonokban szereplő értékek, amennyiben azok nem változók:

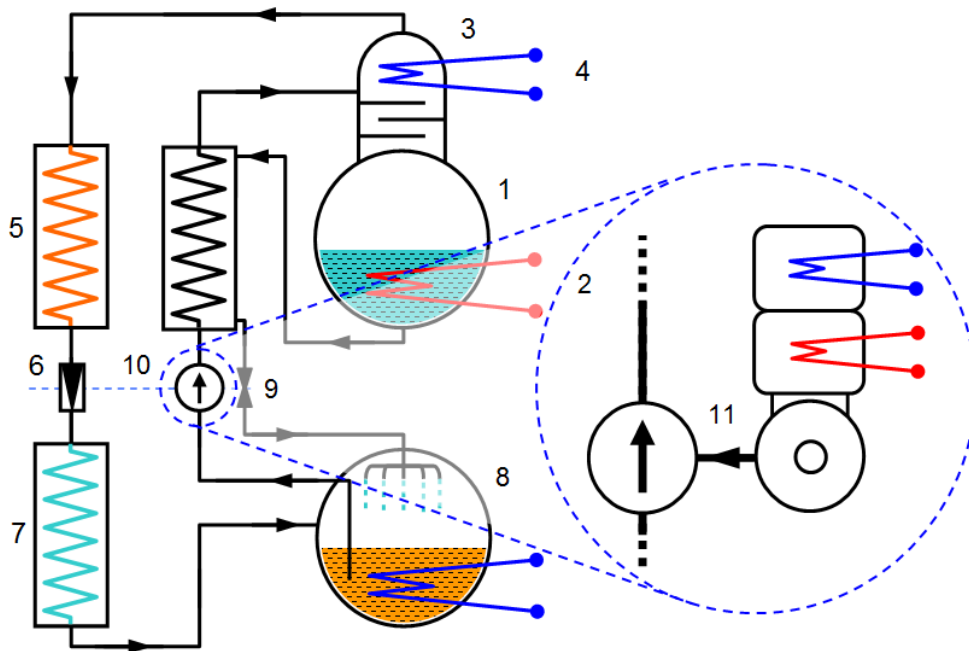
$t_{gen}=100^{\circ}\text{C}$, $t_{def}=60^{\circ}\text{C}$, $t_{kond}=35^{\circ}\text{C}$, $t_{abs}=30^{\circ}\text{C}$, $x_{gen}=37\%$, $x_{abs}=44\%$ (m/m%)

Az eredmények összevethetők a [28, 61, 62, 64, 65] cikkekben közöltekkel.

3.4. KÖVETKEZTETÉSEK, A KUTATÁS TOVÁBBI IRÁNYA

A matematikai modell értékelése során nem sikerült találni olyan paramétert, aminek változtatásával a COP lényeges javulását lehetne elérni, hiszen mindig valamilyen korlátba ütközünk. Viszont a berendezésnek van egy nem hővel hajtott része. Ez az oldatszivattyú, aminek teljesítményszükséglete ugyan néhány százaléka a teljes folyamatnak, de mégis ez járna a legnagyobb üzemeltetési költség megtakarítással, hiszen ez elektromos áramot fogyaszt. Olyan erőgépre van szükség, ami az adott hőmérsékletű hőforrás energiáját képes hasznosítani. A hőlégmotorok alacsony hőmérsékletű változata ilyen. Ezzel akár egy az elektromos energiától teljesen függetlenül üzemelő rendszer, sőt akár egy tisztán napenergia által meghajtott rendszer is kialakítható. A továbbiakban ezzel foglalkozunk.

Rendelkezésre áll a hőforrás, ami a generátort fűti, és rendelkezésre áll a hűtővíz, ami az elnyeletőt hűti. A kettő között fennáll mintegy 80-100 C°-os hőmérséklet-különbség. Kézenfekvő, hogy ezt használjuk az oldatszivattyú hajtására. A gép a 26. ábrán látható módon kerülne beépítésre. Csak egy hasonló témájú kutatással találkoztam [66].



26. ábra: A villamos oldatszivattyú kiváltása hővel hajtott eszközzel (jobbra),
Az eszköz helye a teljes abszorpciós berendezésben (balra)

1. generátor, 2. fűtés, 3. utóhűtő, 4. hűtés 5. kondenzátor, 6. fojtószelep, 7. elpárologtató,
8. elnyelető, 9. szabályozószelep, 10. oldatszivattyú. 11. szivattyú hajtás.

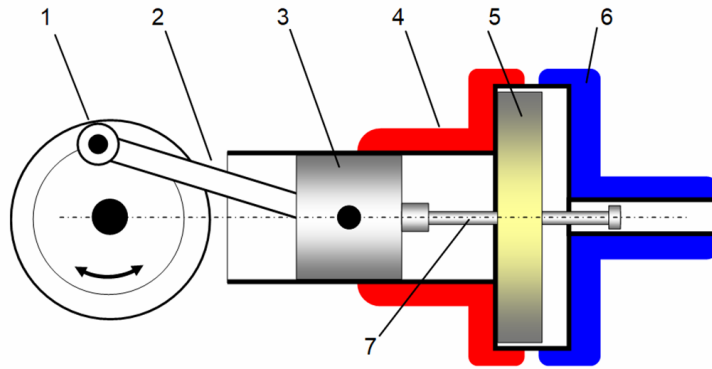
4. OLDATSZIVATTYÚ KIVÁLTÁSÁNAK LEHETŐSÉGEI

4.1. HŐLÉGMOTOR ALKALMAZÁSA

Az adott feladatra kézenfekvő a hőlégmotor választása, hiszen ennek a hőerőgépnek van olyan változata, amely képes az abszorpciós hőszivattyú által használt alacsony hőmérsékletű hőforrással is üzemelni [67, 68].

4.1.1. SAJÁT FEJLESZTÉSŰ MOTOR

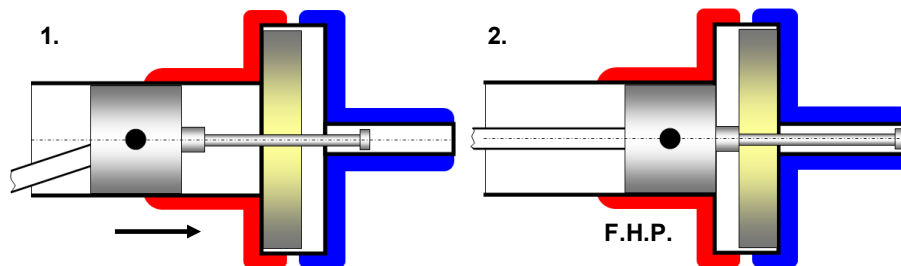
Ez a gép (27. ábra) jóval egyszerűbb, mint az előzőek. Némileg hasonlít a β változatra (12. ábra), viszont csak egyetlen hajtókarja ill. dugattyúja van. Itt maga a munkadugattyú mozgatja az áttolóhengert. A henger közvetlenül a hőcserélő kamra forró oldalába vezet. Vele szemben van a hideg oldal. Ez a hőcserélő kamra maga is hengeres kialakítású, csak nagyobb átmérőjű, és koncentrikus a munkahengerrel. Ezt a térrészt - némi hézaggal - az áttolóhenger tölti ki (ez itt már nem nevezhető dugattyúnak). A munkadugattyú végéből, szintén koncentrikusan, az ún. vezérlőrúd áll ki, mely átvezet az áttolóhenger közepén. Ez a rúd ellenállás nélkül csúszik az áttolóhengerben, de a tövénél és végén egy-egy beállítócsavar van, így, amikor ezek az alsó és felső holtpontok előtt egy bizonyos távolsággal felütköznek, maguk előtt tolják, illetve húzzák az áttolóhengert a megfelelő pozícióba. Azaz egyszer a hőcserélő kamra hideg, másszor pedig a forró oldalába. Ideális esetben az áttolóhenger maga a regenerátor, így a munkaközeg át tud járni rajta. A mi kísérleti gépünkön csak egy tömör hőszigetelő lappal van szerelve, így a szükséges légcseré miatt megfelelő hézaggal van illesztve.



27. ábra: A saját fejlesztésű motor: 1. lendkerék, 2. hajtókar, 3. munkadugattyú, 4. hőcserélő, meleg oldal, 5. áttolóhenger, 6. hőcserélő, hideg oldal 7. vezérlőrúd.

4.1.1.1. A munkaciklus részletes leírása

Ez a gép szintén kétütemű. Az első ütem a kompressziós fázis (28/1. ábra). A dugattyú az alsó holtpontról indulva sűríti a gázt áthajtva azt az áttolóhengeren, illetve mellette, ami ekkor még mozdulatlan. Így a munkaközeg jó része a hideg oldalon helyezkedik el. Majd egy bizonyos távolságra a felső holtpont előtt a vezérlőrúd eléri az áttolóhengert, és tolni kezdi át, a hideg oldalra. Ekkor egy ideig a dugattyúval együtt mozog. Majd amikor az eléri a felső holtpontot, ott marad, elszigetelve a hőcserélő hideg oldalát, helyet adva a levegőnek a meleg oldalon (28/2. ábra). Ekkor a levegő felmelegszik, nyomása megnő, és indulhat a második ütem, vagyis az expanzió.

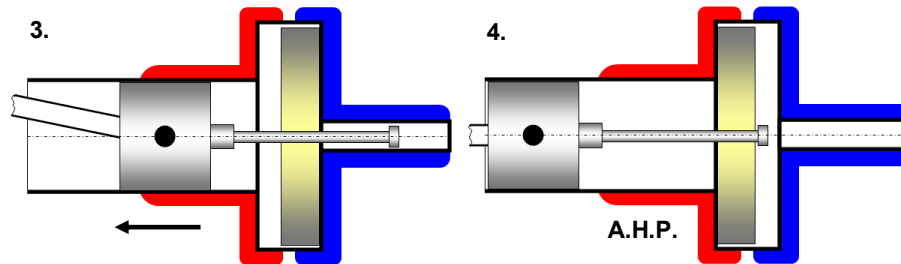


28. ábra: Kompressziós fázis.

1. kép: Sűrítés, 2. kép: Felső holtpont.

Az expanziós ütemben a megnövekedett nyomású gáz a dugattyút a felső holtpont érintése után visszafelé hajtja (29/3. ábra). Ekkor az áttolóhenger még mozdulatlan, és továbbra is elszigeteli a hőcserélő kamra hideg oldalát. Ám egy bizonyos távolságra az alsó holtpont előtt a vezérlőrúd visszahúzza azt az eredeti pozíciójába. Ekkor egy ideig együtt mozog a dugattyúval, majd amikor az érinti az alsó holtpontot, ott marad,

elszigetelve a hőcserélő kamra meleg oldalát, helyet adva a levegőnek a hideg oldalon (29/4. ábra). Így indulhat a következő kompressziós ütem.



29. ábra: *Expanziós fázis.*

3. kép: Expanzió, 4. kép: Alsó holtpont.

Megjegyzés:

E gépnél a főtengely forgásiránya tetszőleges, semmilyen hatással nincs a gép munkaciklusára. Ezzel szemben a hagyományos gépek (α , β , γ) forgásiránya adott.

Ez a gép nem önstartoló, mint ahogy a tradicionális gépek sem azok. A motor alapállapotban az alsó holtponton van, és hogy elinduljon, legalább az első ütem végéig külső segítségre van szüksége.

4.1.2. MATEMATIKAI MODELL

Először a dugattyú és az áttolólap mozgását kell leírni, mert ebből kalkulálhatóak a térfogatváltozások. Ezután felrajzolható a kvázi-stacionárius indikátor diagram, amit már össze lehet vetni egy azonos paraméterű hagyományos gépével. Végül, hogy teljes legyen a kép, ezt járó motornál is meg kell tenni különböző fordulatszámokon, amiből felírható a motorkarakterisztika, azaz a nyomaték és teljesítménydiagram.

4.1.2.1. MOZGÁSOK ÉS TÉRFOGATVÁLTOZÁSOK LEÍRÁSA

Jelölje r a főtengely sugarát, az x_r pedig alsó, illetve felső holtpont előtti távolság, amikor a dugattyú elkezdte maga előtt tolni, illetve magával húzni az áttolóhengert. Logikusan, ez a távolság megegyezik a hőcserélő kamra hossza és az áttolóhenger magassága közti különbséggel. Ebből kifejezhető a főtengelyállás hozzátartozó szöge. Legyen ez a szög α .

$$\alpha = \arccos\left(\frac{r - x_r}{r}\right) \quad (69)$$

A munkadugattyú mozgása a szögelfordulással (ϕ) kifejezve, és végtelen hosszú hajtókart feltételezve, egy egyszerű szinuszos függvény (csak a helyes fázis miatt cosinus).

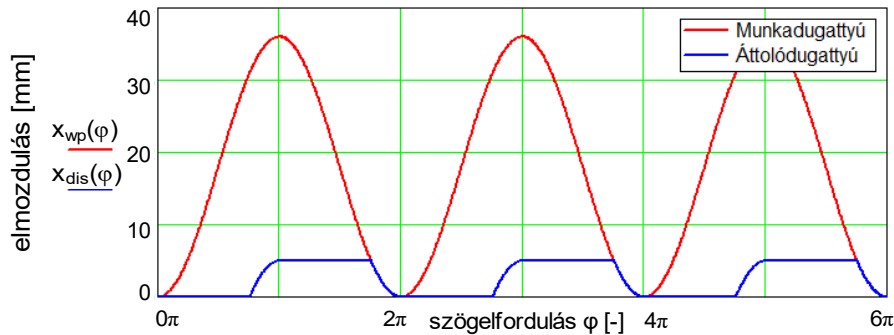
$$M_{wp}(\phi) = 0.5(1 - \cos(\phi)) \quad (70)$$

Az áttolóhenger mozgásfüggvénye már közel sem ilyen egyszerű, mert szakaszonként a dugattyúval mozog, illetve áll:

$$M_{dis}(\phi) = \begin{cases} 0.5(\cos(\pi - \alpha) - \cos(\phi)), & \text{ha } \cos(\phi) \leq \cos(\pi - \alpha) \cap \sin(\phi) \geq 0, \\ 0.5(1 - \cos(\phi)), & \text{ha } \cos(\phi) \geq \cos(2\pi - \alpha) \cap \sin(\phi) \leq 0, \\ 0.5(1 + \cos(\pi - \alpha)), & \text{ha } \cos(\phi) \leq \cos(2\pi - \alpha) \cap \sin(\phi) \leq 0, \\ 0, & \text{egyébként.} \end{cases} \quad (71)$$

A fenti függvények megszorozva a főtengelysugárral, megadják a dugattyú és az áttolóhenger valódi elmozdulását. (30. ábra)

$$x_{wp}(\phi) = 2r \cdot M_{wp}(\phi) \quad \text{és} \quad x_{dis}(\phi) = 2r \cdot M_{dis}(\phi). \quad (72)$$



30. ábra: A munkadugattyú (x_{wp}) és az áttolódugattyú (x_{dis}) mozgásai.

A (73-75) egyenletek megadják a motor munkadugattyújának (V_{wp}) és a hőcserélő meleg (V_{hot}) és hideg (V_{cold}) oldalainak térfogatát a szögelfordulás függvényében. A V_s az áttolóhenger által separt térfogatot jelenti.

$$V_{wp}(\phi) = V_{wp} \cdot \frac{x_{wp}(\pi - \phi)}{2r} \quad (73)$$

$$V_{hot}(\phi) = V_s \cdot \frac{x_{dis}(\phi)}{x_r} \quad (74)$$

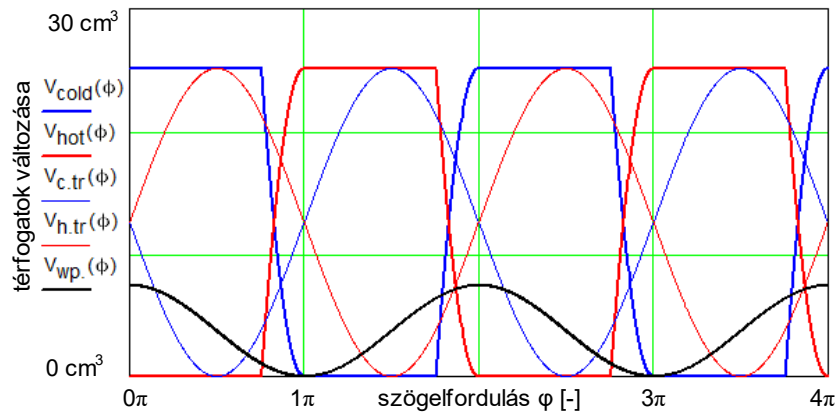
$$V_{cold}(\phi) = V_s - V_{hot}(\phi) \quad (75)$$

A tradicionális gépek (α , β , γ) munkadugattyúja ugyanúgy mozog, mint az új gépé, de ezen gépek meleg (V_{htr}) és hideg (V_{ctr}) oldali térfogatváltozása viszont folytonos. Ezt a következő két egyenlet írja le:

$$V_{ctr}(\phi) = V_s \cdot \frac{x_p \left(\phi - \frac{\pi}{2} \right)}{2r} \quad (76)$$

$$V_{htr}(\phi) = V_s \cdot \frac{x_p \left(\phi + \frac{\pi}{2} \right)}{2r} \quad (77)$$

A térfogatváltozásokat a 31. ábrán láthatjuk. A vastag vonal az új gép, a vékony szinuszos vonal a tradicionális gép hőcserélő térfogata, ahol a piros a meleg oldal, a kék pedig a hideg oldal. A feketével jelölt szinuszgörbe mindkét gép munkadugattyúja.



31. ábra: A hőcserélők és a munkadugattyú térfogatváltozásai a szögelfordulás (ϕ) függvényében.

4.1.2.2. KVÁZISTACIONÁRIUS INDIKÁTOR-DIAGRAM

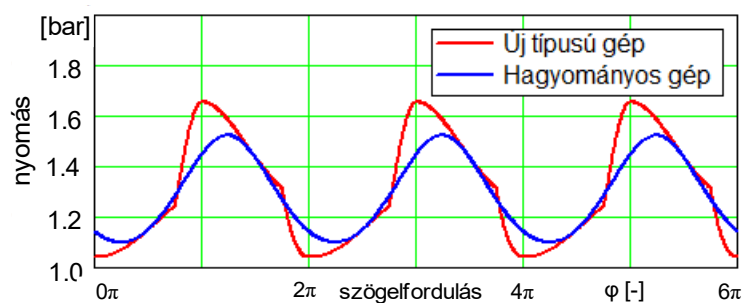
Ha a motor lassan működik, elegendő idő van a hőcserére. Ekkor a levegő fel tud melegedni a meleg oldal, illetve le tud hűlni a hideg oldal hőmérsékletére. Így számolhatunk a hőforrás, illetve a hőnyelő hőmérsékletével.

A nyomásfüggvény az Avogadro törvénnyel írható le. Összehasonlításképp két azonos méretű és hőmérsékletű gépre írjuk fel az egyenletet. A p , azaz az index nélküli az új gép, és p_{tr} a hagyományos gépek nyomásfüggvénye, ahol a V_{pas} a passzív térfogat.

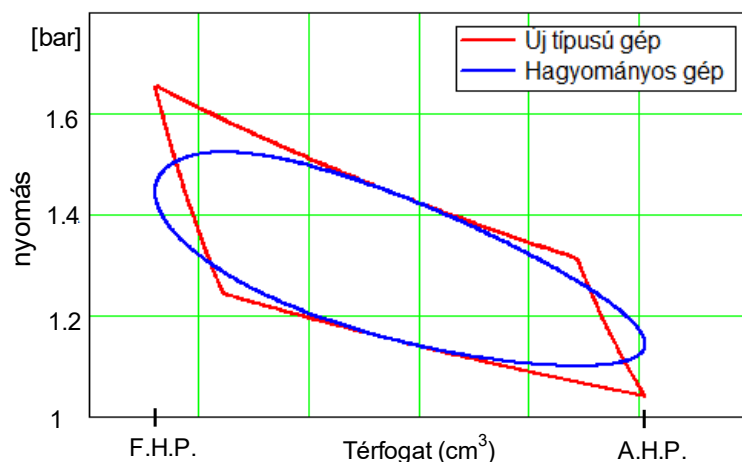
$$p(\phi) = m \cdot \frac{R}{\frac{V_{hot}(\phi)}{T_h} + \frac{V_{cold}(\phi)}{T_c} + \frac{V_{pas} + V_{wp}(\phi)}{T_m}} \quad (78)$$

$$p_{tr}(\phi) = m \cdot \frac{R}{\frac{V_{htr}(\phi)}{T_h} + \frac{V_{ctr}(\phi)}{T_c} + \frac{V_{pas} + V_{wp}(\phi)}{T_m}} \quad (79)$$

A (78-79) függvények, azaz a nyomás főtengeley fordulat szerinti változását a 32. ábrán, a nyomás térfogat szerinti változását, azaz az indikátordiagramot, a 33. ábrán láthatjuk.



32. ábra: A nyomás változása a főtengeley szögelfordulásának függvényében.



33. ábra: Indikátordiagram, azaz a nyomás változása a térfogat függvényében.
(AHP, FHP: alsó, illetve felső holtpont)

A két gép között nyilvánvaló a különbség. Az egy munkaciklus alatt végzett munka egyenlő az indikátordiagram által közbezárt területtel. Ez a (80-81) egyenletekkel írható le, ahol W az új, W_{tr} pedig a hagyományos gépekhez tartozik.

$$W = \int_0^{2\pi} p(\phi) \cdot \left(\frac{d}{d\phi} V_{\Sigma}(\phi) \right) d\phi \quad (80)$$

$$W_{tr} = \int_0^{2\pi} p_{tr}(\phi) \cdot \left(\frac{d}{d\phi} V_{\Sigma}(\phi) \right) d\phi \quad (81)$$

Ebben a konfigurációban az új gép 14%-kal több munkát végez, mint a hagyományos gépek, mivel az egy ciklus alatt végzett munkára a saját fejlesztésű motornál 0,201 J, a hagyományos motornál 0,176 J adódik. A motorok hatásfoka is hasonlóan alakul. Ezen érték a saját fejlesztésű motornál 10,91% lesz, míg a hagyományos motornál mindössze 9,56 %, szemben a 26,81%-os Carnot-hatásfokkal, ami a számításban szereplő meleg és hideg oldali hőmérsékletekből adódik (100 °C és 0 °C). A motor lökettérfogatra vetített teljesítménye viszont igen kicsi, mindössze 0,016 W/cm³.

4.1.2.3. A JÁRÓ MOTOR VIZSGÁLATA

Ha a motor jár, nincs idő a hőmérsékletek kiegyenlítődéására. És minél gyorsabban jár, annál kevésbé történik meg a hőcsere. A hőcseret a hőmérséklet különbség hajtja. Ez a jelenség a belső energia változásának egyenletével (82) fejezhető ki.

$$c \cdot m \frac{dT}{dt} = -k \cdot A \cdot \Delta T \quad (82)$$

Az egyenletnek két megoldása van, az egyik a felmelegedés, a másik a lehűlés esete:

$$T(t) = T_h - \Delta T \cdot e^{\frac{-k \cdot A}{c \cdot m} t} \quad (83)$$

$$T(t) = T_c + \Delta T \cdot e^{\frac{-k \cdot A}{c \cdot m} t} \quad (84)$$

A továbbiakban a fordulatszámot tekintsük 100 1/percnek. Fejezzük ki az időt a főtengely szögelfordulásában, amit kapcsoszárójeles értékkel jelölünk. Mivel a motor térfogatváltozását leíró függvény nem folyamatos, ezért az egyenleteket szakaszonként kell felírni, mind a hőcsereelő meleg, mind a hideg oldalára. Célszerű felírni 3-3 szakaszra, hogy egy fordulatot teljes mértékben lefedjenek.

E számításban t az idő, T a hőmérséklet, k a hőátadási együttható, A a felület, c a fajhő, az m pedig a tömeg. Ez utóbbi négyet a C paraméter foglalja magába.

A három melegítési szakasz egyenletei:

$$\begin{aligned} T_{dh11}(\phi) &= T_h - (T_h - T_c) \cdot e^{-C \cdot \left[\frac{\phi - (1\pi - \alpha)}{2\pi \cdot n_1} \right]}, \\ T_{dh13}(\phi) &= T_h - (T_h - T_c) \cdot e^{-C \cdot \left[\frac{\phi - (3\pi - \alpha)}{2\pi \cdot n_1} \right]}, \\ T_{dh15}(\phi) &= T_h - (T_h - T_c) \cdot e^{-C \cdot \left[\frac{\phi - (5\pi - \alpha)}{2\pi \cdot n_1} \right]}. \end{aligned} \quad (85)$$

A három hűtési szakasz egyenletei:

$$\begin{aligned} T_{dc10}(\phi) &= T_c + (T_h - T_c) \cdot e^{-C \cdot \left[\frac{\phi - (0\pi - \alpha)}{2\pi \cdot n_1} \right]}, \\ T_{dc12}(\phi) &= T_c + (T_h - T_c) \cdot e^{-C \cdot \left[\frac{\phi - (2\pi - \alpha)}{2\pi \cdot n_1} \right]}, \\ T_{dc14}(\phi) &= T_c + (T_h - T_c) \cdot e^{-C \cdot \left[\frac{\phi - (4\pi - \alpha)}{2\pi \cdot n_1} \right]}. \end{aligned} \quad (86)$$

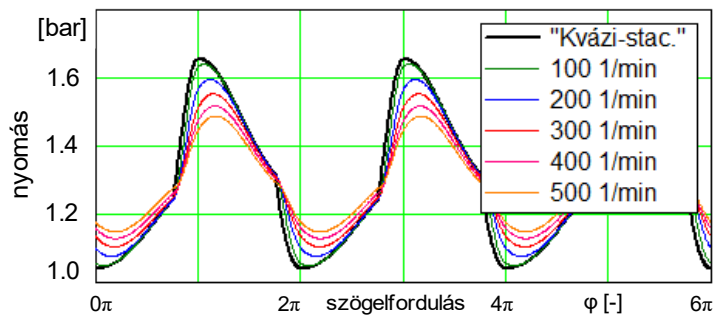
Ezután a fenti egyenletek a megfelelő logikai függvényekkel megszürtén összegzésre kerülnek (87, 88). Ezután újból felírható a korábbi nyomásfüggvény (78), de itt már a hőmérsékletek időben, illetve az elfordulás szögének függvényében változnak (89). Bár ez is csak egy becslés, de igen közel áll a valósághoz.

$$T_{h100}(\phi) = \begin{cases} T_{dh11}(\phi), & \text{ha} & \pi - \alpha \leq \phi < 3\pi - \alpha, \\ T_{dh13}(\phi), & \text{ha} & 3\pi - \alpha \leq \phi < 5\pi - \alpha, \\ T_{dh15}(\phi), & \text{ha} & 5\pi - \alpha \leq \phi < 7\pi - \alpha, \\ T_c & \text{egyébként.} \end{cases} \quad (87)$$

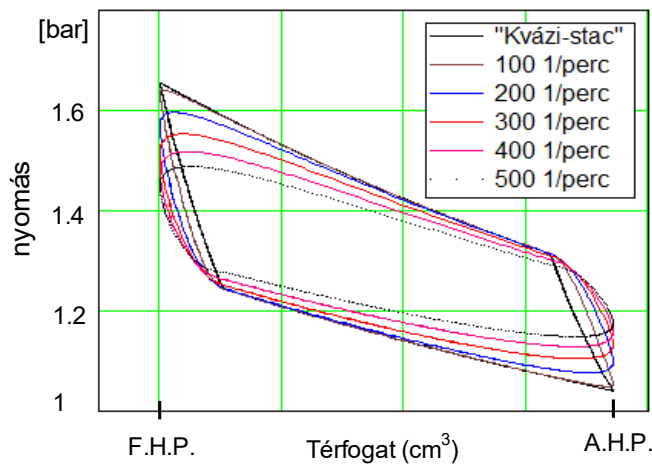
$$T_{c100}(\phi) = \begin{cases} T_{dc10}(\phi), & \text{ha} & 0 \leq \phi < 2\pi - \alpha, \\ T_{dc12}(\phi), & \text{ha} & 2\pi - \alpha \leq \phi < 4\pi - \alpha, \\ T_{dc14}(\phi), & \text{ha} & 4\pi - \alpha \leq \phi < 6\pi - \alpha, \\ T_c, & \text{egyébként.} \end{cases} \quad (88)$$

$$p_{100}(\phi) = m \cdot \frac{R}{\frac{V_{hot}(\phi)}{T_{h100}(\phi)} + \frac{V_{cold}(\phi)}{T_{c100}(\phi)} + \frac{V_p + V_{wp}(\phi)}{T_h}} \quad (89)$$

Így előállt az $n=100$ 1/perchez tartozó nyomásfüggvény, ami elkészíthető tetszőleges fordulatszámokra is (34. ábra). Ezeket együtt ábrázolva szemléletes képet kapunk a gép viselkedéséről. A nyomásfüggvényekből előállítható az indikátordiagram is (35. ábra). Láthatóan a görbék által körbezárt terület a fordulatszám növelésével csökken.



34. ábra: A nyomás változása a főtengely szögelfordulásának függvényében különböző fordulatszámokon.



35. ábra: Indikátordiagram, azaz a nyomás változása a térfogat függvényében különböző fordulatszámokon. (AHP, FHP = alsó és felső holtpont)

4.1.2.4. MOTORKARAKTERISZTIKA, TELJESÍTMÉNY ÉS NYOMATÉKDIAGRAM

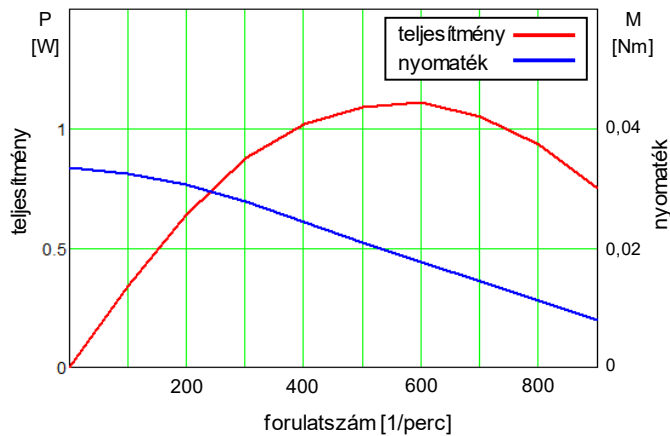
A görbék zártak, ezért integrálhatók, így az egy ciklus alatt végzett munka minden egyes fordulatszámnál meghatározható (jelen esetben csak 100 1/perc-re van felírva).

$$W_{100} = \int_{2\pi}^{4\pi} P_{100}(\phi) \cdot \left(\frac{d}{d\phi} V_{\Sigma}(\phi) \right) d\phi \quad (90)$$

Ebből kiszámolható az adott fordulatszámon leadott teljesítmény és nyomaték:

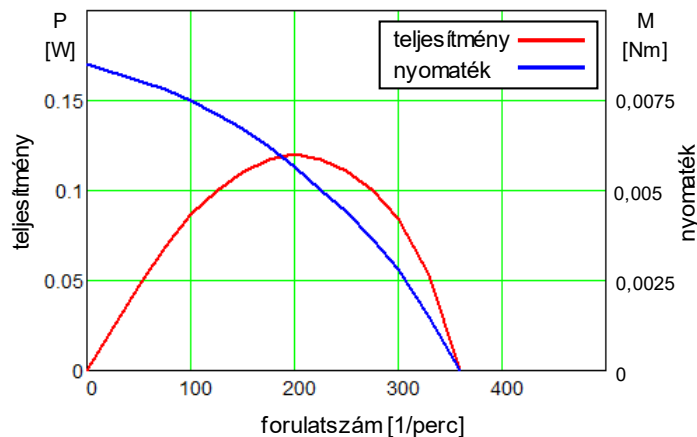
$$P_{100} = W_{100} \cdot n_{100} \quad \text{és} \quad M_{100} = \frac{W_{100}}{2\pi} \quad (91)$$

A fenti számításokat elvégezve más fordulatszámok esetén is, felírható a gép belső karakterisztikája, azaz a belső nyomaték és teljesítmény diagramja (36. ábra). De ez csak a termodinamikai folyamat által kifejtett teljesítményt, illetve nyomatékot mutatja.



36. ábra: Belső teljesítmény és nyomatékdiagram.

A terhelés nélküli motor 360 fordulatot tesz meg percenként. Ez azt jelenti, hogy a belső teljesítmény ezen a ponton épp tudja fedezni a belső súrlódást és az áramlási veszteségeket. Ezeket levonva kapjuk a tengelyteljesítményt és a nyomatékot (37. ábra).



37. ábra: Teljesítmény és nyomatékdiagram.

4.1.3. A KÍSÉRLETI GÉP BEMUTATÁSA

Az előbbieken bemutatott működési elv alapján elkészült a gép prototípusa (38 ábra), aminek elvi elrendezése pontosan olyan, mint a 27. ábra leírása, részletes felépítése pedig a 39. ábrán látható.

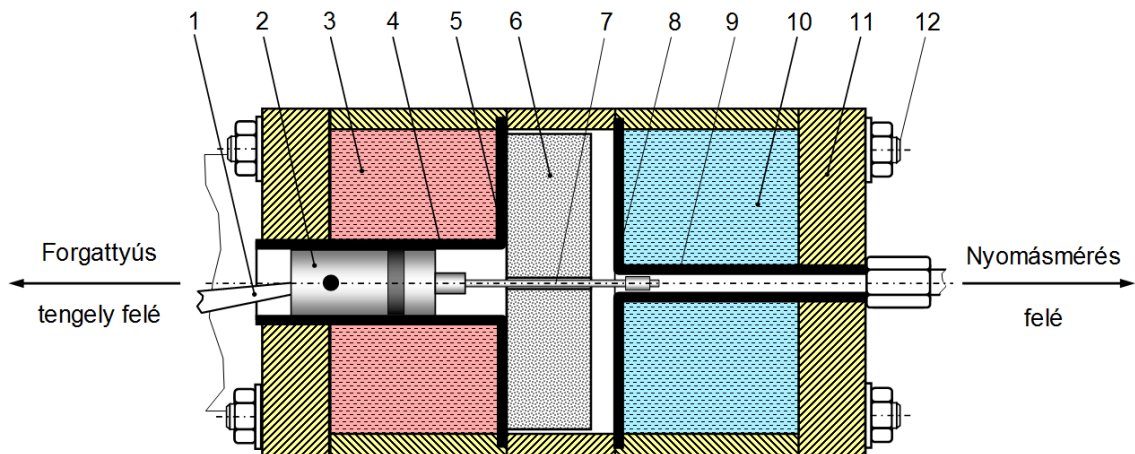
Műszaki adatok:

- a munkahenger furata: $\varnothing 16$ mm,
- a dugattyú lökete: 36 mm,
- lökettérfogat: $7,24 \text{ cm}^3$,
- az áttolóhenger furata: $\varnothing 80$ mm, lökete 4 mm,
- a hőcserélőtér térfogata: $20,1 \text{ cm}^3$,
- a motor hideg oldali hőcserélőjének felülete: $44,2 \text{ cm}^2$,
- a meleg oldal: $44,2 \text{ cm}^2 + 7,2 \text{ cm}^2$, mivel maga a henger is fűtött.



38. ábra: A kísérleti gép.

Természetesen kívülről csak a főtengely és a hajtókar látható, valamint a motor háza, ami a hőszigetelés is egyben. A dugattyú alumínium ötvözet, a henger acél. A motor alacsony hőmérsékletre készült (maximum $100 \text{ }^\circ\text{C}$), ezért az áttolóhenger anyaga expandált polisztirol. A motor háza részben akác- részben fenyőfa, ami némi hőszigetelést is ad. Ebben helyezkedik el a hideg- és a melegvíz tartály, ami egyenként 200 cm^3 térfogatú. Új állapotban a gép, $35 \text{ }^\circ\text{C}$ -os hőmérséklet-különbséggel is képes volt üzemelni - ez jelenleg csak $50 \text{ }^\circ\text{C}$.



39. ábra: A kísérleti gép részletes rajza: 1. hajtókar, 2. dugattyú (alumínium), 3. meleg oldali folyadéktér, 4. henger (acél), 5. meleg hőcserélőfal (acél), 6. áttolóhenger (expandált polisztirol hab), 7. vezérlőrúd, 8. hideg hőcserélőfal (acél), 9. vezérlőcsatorna (acél), 10. hideg oldali folyadéktér, 11. motortest (fa), 12. szorítócsavar.

4.1.4. A GÉP TESZTELÉSE

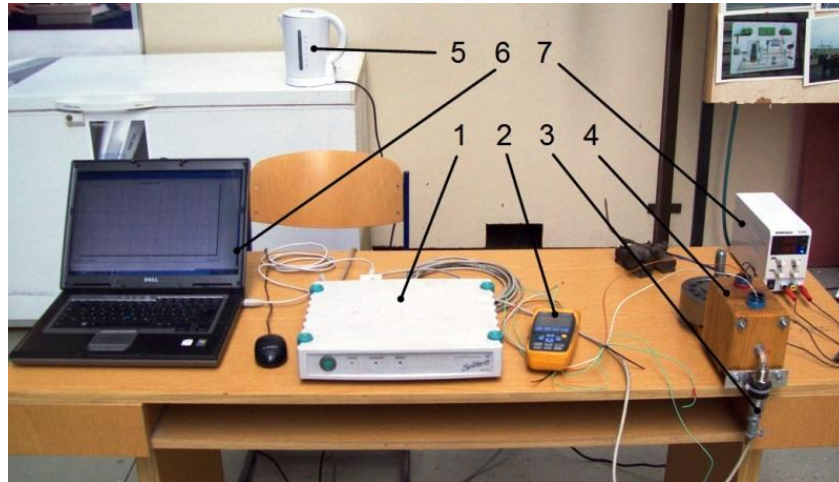
4.1.4.1. A MÉRÉSI FOLYAMAT ISMERTETÉSE

A tesztelés során a gép nyomásgörbéjét vizsgáltuk. Természetesen nem csak a nyomás, de a fordulatszám, és a tartályok hőmérséklete is rögzítésre került (40. ábra).

A mérés menete:

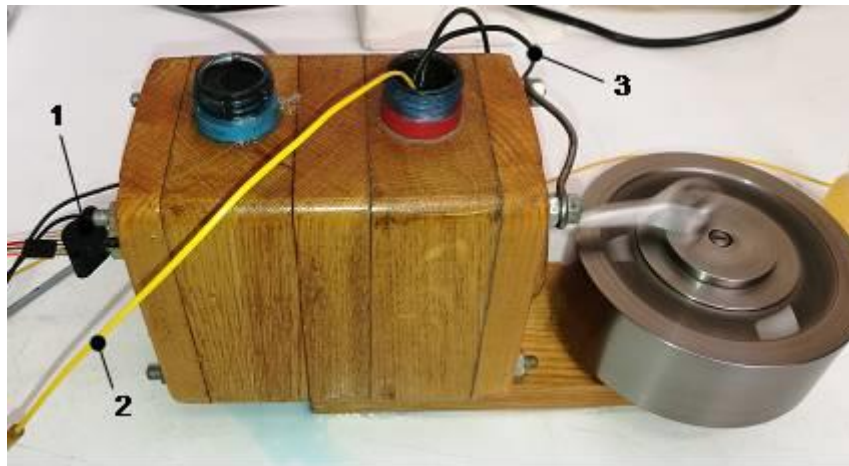
- A motor hideg és meleg tartályának feltöltése vízzel, illetve fagyállóval.
- A következő lépés a tartályok hőmérsékleteinek kívánt értékre való beállítása. A meleg oldal fűthető volt, de a hideg oldal hőmérsékletét keveréssel kellett beállítani.
- A gép indítása, azaz az első sűrítési ütemnek külső erővel való megtétele. Ezután a motor pár másodperc elteltével eléri az adott körülmények közti stabil üzemállapotát (41. ábra).
- Egy rövid 2 másodperces, (később 5 másodperces) jelsorozat lett rögzítve, 1kHz (később 600 Hz) frekvenciával.

A mért jel időskálájából kiszámítható a fordulatszám is. A hőmérsékleteket, mivel azok ilyen rövid idő alatt gyakorlatilag nem változnak, termoelemes műszerrel mértük. A meleg oldal hőmérséklete egy fűtőszállal lett stabilizálva.



40. ábra: A kísérlet elrendezése:

1. mérésadatgyűjtő rendszer, 2. hőmérsékletmérő, 3. nyomástávadó (ezen a képen a Hottinger P6-os távadóval szerelve), 4. hőlégmotor, 5. fűtővíz előkészítés, 6. adatgyűjtő számítógép, 7. meleg oldali hőfok-stabilizáló.



41. ábra: A kísérlet elrendezése:

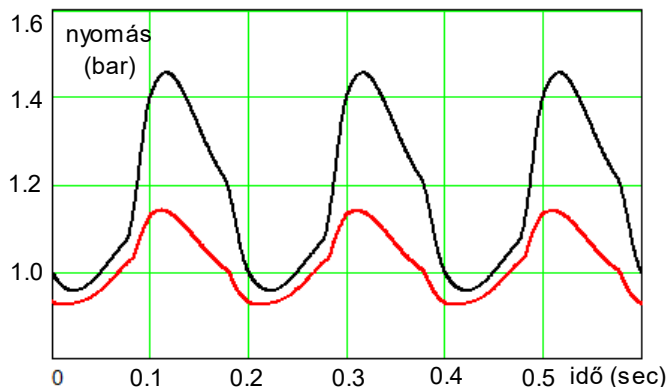
1. nyomásmérő szenzor (itt az MPX2100-zal szerelve), 2. termoelem, 3. meleg oldali fűtés.

Műszerek:

A nyomásmérést először MPX2100 típusú, 0-200 kPa méréstartományú, 0,4 mV/kPa érzékenységu szenzorral, másodjára pedig egy Hottinger-Baldwin P6-os típusú 0-500 kPa-os, 2mV/V érzékenységu szenzorral végeztük. A mérésadatgyűjtést mindkét esetben egy Spider 8-típusú berendezés látta el. A hőmérsékletmérés pedig szintén mindkét esetben egy YC747D típusú multiméterrel történt.

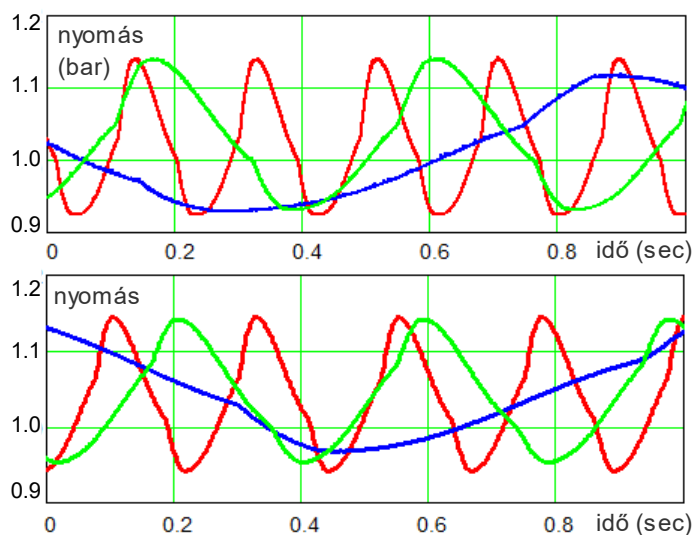
4.1.4.2. MÉRÉSI EREDMÉNYEK

A mért nyomásgörbék lefutása tökéletesen egyezett a számított értékekkel, azonban az értékek messze nem egyeztek (42. ábra). Mivel a görbék geometriailag hasonlóak, nem elvi hiba okozza az eltérést, hanem valamilyen tényező figyelmen kívül hagyása.



42. ábra: Mért érték (piros) és számított érték (fekete) összevetése:

Körülmények: Meleg oldal: 99 °C, hideg oldal -15°C, n = 302 l/perc. Emiatt döntöttünk úgy, hogy megismételjük a mérést másik, az MPX-nél precízebb nyomástávadóval. Az új mérés bár pontosabb volt, de mint ahogy azt várható volt, nem hozott szignifikáns változást. (43. ábra)



43. ábra: Mért nyomásgörbék:

Felső kép: 1. mérés: piros, zöld, kék vonalak rendre:

99°C/-15°C 302 l/perc. 72°C /7°C 135 l/perc, 45°C/-5 °C 51 l/perc

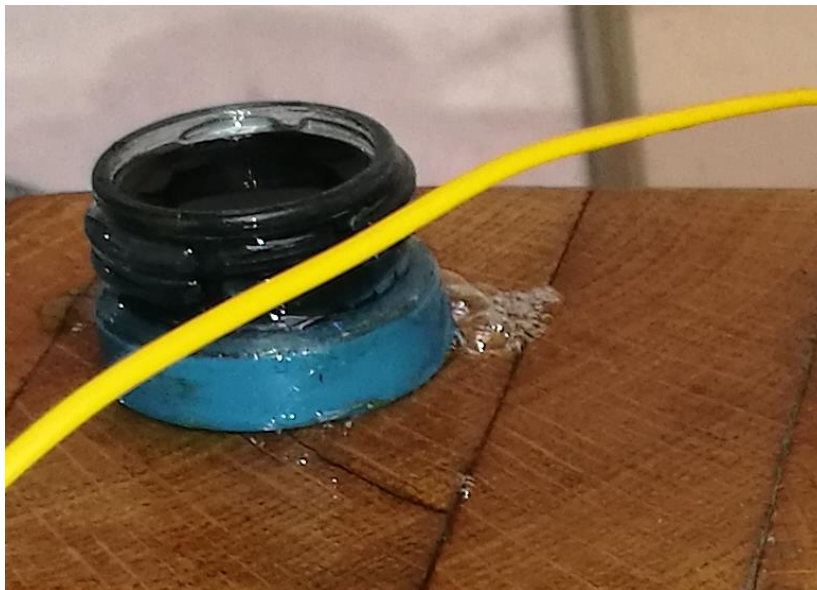
Alsó kép: 2. mérés: piros, zöld, kék vonalak rendre:

100°C/-20°C 295 l/perc. 72°C /11°C 171 l/perc, 62°C/4 °C 49 l/perc.

4.1.4.3. AZ ELTÉRÉSEK OKAI

A gép már több mint 7 éve épült. A motor az eltelt évek alatt rengeteget üzemelt (órák százait), és mivel a tartályok vízzel voltak feltöltve, ez károsította a faanyagot. A fa beszívta a vizet, majd kiszáradt, kissé elvetemedett, így a gép már nem légtömör. A szivárgás jelenségét a 44. ábra mutatja. Értelemszerűen a dugattyú sem képes tökéletesen zárni, amivel nem számoltunk.

A másik probléma a fa porozitása, ami rejtett módon megnöveli a gép passzív terét, továbbá az áttolóhenger polisztirol hab, amely szintén jelentős porozitással rendelkezik. Ezen alkatrésznek a gép méreteihez képest nagy felülete és térfogata van. 150 cm^2 , illetve 75 cm^3 , miközben a lökettérfogat csak 7 cm^3 . Tehát ez az alkatrész sem tökéletesen légtömör, ráadásul hab lévén 85%-ban gáz alkotja, ami nyomás hatására térfogati rugóként viselkedik.



44. ábra: *Hőcserélő tér szivárgása és sérülése:*

A tartályból szivárgó víz buborékol az illesztésnél, illetve repedés van a motortesten.

Porozitás miatti probléma hatása:

Ez a gép passzív terét növeli, ami a nyomásgörbe magasságát negatívan befolyásolja. Mivel ez együtt áll fenn a szivárgás jelenségével és az alkatrészek térfogati rugózásával, és mind hasonlóan hat, így a mértékét csak becsülni lehet. Ez esetünkben - a motor jelentős belső felülete miatt - 15 cm^3 is lehet.

Légtömörégi probléma hatása:

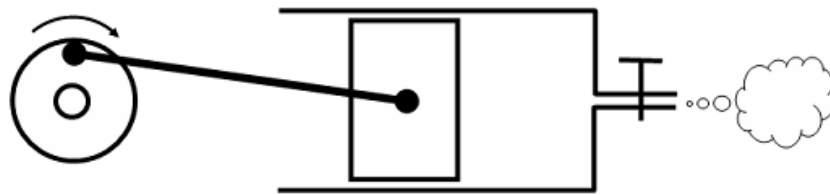
Ez a jelenség kétféleképpen hat. Egyrészt csökkenti a nyomásgörbe csúcsát, másrészt csökkenti az alsó holtponthoz tartozó nyomást, ami elméletileg nem lehet alacsonyabb a külső nyomásnál – viszont a mérések szerint 0,05...0,1 barral a légköri nyomás alatt van. Ez a szivárgás biztos jele.

4.1.4.4. A SZIVÁRGÁS JELENSÉGÉNEK VIZSGÁLATA

Minden mozgó tömítésnél fellép bizonyos veszteség. Ezalól nem kivételek a dugattyús gépek sem. De míg egy belsőégésű motor, vagy egy dugattyús szivattyú folyamatosan cseréli a töltetet, azaz minden munkaközpont után újratölt, addig egy hőlégmotor folyamatosan ugyanazzal a töltettel dolgozik. Amíg a szivárgás a töltetcserevel dolgozó gépeknél a csúcshoz tartozó nyomás csökkenését, valamint részveszteséget okoz, addig egy Stirling-motornál ettől eltérő jelenség lép fel.

Egyszerűsített modell:

Vizsgáljuk meg a reális, vagyis a tökéletlenül tömített hőlégmotor esetét. Ehhez készült a 45. ábrán látható leegyszerűsített modell. A dugattyúnk szinuszosan mozog a hengerben, az egyszerűség kedvéért eltekintünk a fűtéstől és a hűtéstől, és feltételezünk egy állítható szelepet, amivel a dugattyú tömítettségét jelképezzük.



45. ábra: A hőlégmotor egyszerűsített modellje.

A szivárgás oka:

A szivárgást a külső és a belső tér közti nyomáskülönbség idézi elő. Legyen a kiindulópont a Bernoulli-egyenlet.

$$\frac{\rho}{2} \cdot v^2 + \rho \cdot g \cdot h + p = Const. \quad (92)$$

A fenti egyenlet - a magasság különbségét elhanyagolva - az áramlási sebességre valamint a belső nyomás (p) és a külső, másként alaphoz tartozó nyomás (p_{gnd}) különbségére szűkül. Ezt felírva mindkét oldalra, és átrendezve, a következő egyenletet kapjuk:

$$p - p_{gnd} = \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad (93)$$

A sebességet kifejezve:

$$v = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p - p_{gnd})} \quad (94)$$

A résveszteség, azaz a kiáramló gáztöltet mennyisége az alábbi módon fejezhető ki. Ahol (A_r) a résméret, (ρ) pedig a közeg sűrűsége. Az egyszerűsítés kedvéért a sűrűséget állandónak tekintjük, mivel a bemutatott motor esetében nem jelentős.

$$\frac{dm}{dt} = A_r \cdot \rho \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p - p_{gnd})} \quad (95)$$

A fenti képletet a későbbi felhasználás miatt kissé át kell alakítani:

$$\frac{dm}{dt} = A_r \cdot \sqrt{2\rho} \cdot \sqrt{p - p_{gnd}} \quad (96)$$

A fenti egyenletet numerikusan fogjuk megoldani, de előbb meg kell határozni a nyomás időbeni függvényét.

$$m(t + \Delta t) = m_0 - \Delta t \cdot A_r \cdot \sqrt{2\rho} \cdot \sqrt{p - p_{gnd}} \quad (97)$$

Az egyenlet a későbbi megoldó algoritmusban kerül felhasználásra a következő oldalon.

A munkaközeg veszteségének hatása:

A hengerben kialakuló nyomás a gáztörvényből számítható. Az alsó (p_{AHP}) és felső holtponthoz (p_{FHP}) nyomásokat a következő összefüggéssel lehet meghatározni.

$$p_{AHP} = \frac{m_{gnd} \cdot R \cdot T}{V_{AHP}} \quad \text{és} \quad p_{FHP} = \frac{m_{gnd} \cdot R \cdot T}{V_{FHP}} \quad (98)$$

Ezekből, illetve a fordulatszámából és az időből megadható a nyomás aktuális értéke.

$$p_{ideal}(t) = p_{AHP} + p_{\delta} \cdot \left[0.5 \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{2\pi \cdot N}{60} \cdot t \right) \right) \right] \quad (99)$$

$$\text{Ahol:} \quad p_{\delta} = p_{FHP} - p_{AHP} \quad (100)$$

A fenti egyenlet a belső nyomás időbeni alakulásának ideális esetét mutatja, azaz azt, amikor semmilyen munkaközeg-veszteség sincs. Viszont a nyomás függ a gáztöltet aktuális mennyiségétől, az pedig a nyomástól.

$$p(t) = \frac{m(p, t)}{m_{gnd}} \cdot p_{ideal}(m, t) \quad (101)$$

Emiatt a (97) és (99) egyenleteket együttesen kell kiszámolni.

Az egyenletek közös megoldása:

Három feladatot kell megoldanunk egyszerre. Egy differencia egyenletet (97), egy algebrai egyenletet (99), valamint képeznünk kell egy időfelosztást, hogy az eredményt ábrázolni tudjuk. Ez az alábbi algoritmusban lett összefoglalva (46. ábra).

$$\begin{array}{l}
 \left. \begin{array}{l}
 \left(\begin{array}{l} t \\ m \\ p \end{array} \right) = \left\{ \begin{array}{l}
 \Delta t \leftarrow 1 \cdot 10^{-3} \\
 n \leftarrow 10000 \\
 t_0 \leftarrow 0 \\
 i \leftarrow 0, 1, \dots, n-1 \\
 \text{for } i \in 0, 1, \dots, n-1 \\
 \quad \left\| \begin{array}{l}
 t_{i+1} \leftarrow t_i + \Delta t \\
 \left(\begin{array}{l} t \\ \end{array} \right) \\
 \end{array} \right\} \text{ Ciklus kimenete} \\
 m_0 \leftarrow m_{gnd} \\
 p_0 \leftarrow p_{BDC} \\
 p_\delta \leftarrow p_{TDC} - p_{BDC} \\
 i \leftarrow 0, 1, \dots, n-1 \\
 \text{for } i \in 0, 1, \dots, n-1 \\
 \quad \left\| \begin{array}{l}
 m_{i+1} \leftarrow \left\| \begin{array}{l}
 m_i - \Delta t \cdot A_r \cdot \sqrt{2\rho} \cdot \sqrt{|p_i - p_{gnd}|} \quad \text{if } p_i - p_{gnd} \geq 0 \\
 m_i + \Delta t \cdot A_r \cdot \sqrt{2\rho} \cdot \sqrt{|p_i - p_{gnd}|} \quad \text{if } p_i - p_{gnd} < 0
 \end{array} \right\} \quad \left. \right\} 4/1 \\
 p_{i+1} \leftarrow \frac{m_{i+1}}{m_0} \cdot \left[p_{BDC} + p_\delta \cdot \left[0.5 \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{2\pi \cdot N}{60} \cdot t_i \right) \right) \right] \right] \\
 \left(\begin{array}{l} m \\ p \end{array} \right) \\
 \left(\begin{array}{l} t \\ m \\ p \end{array} \right) \\
 \end{array} \right\} \text{ Ciklus kimenete} \\
 \left. \right\} \text{ Teljes algoritmus kimenete}
 \end{array} \right\} \begin{array}{l}
 \text{1. szakasz} \\
 \text{2. szakasz} \\
 \text{3. szakasz} \\
 \text{4. szakasz}
 \end{array}
 \end{array}
 \end{array}$$

46. ábra: A megoldás algoritmus.

A számítás négy fő szakaszra oszlik, amelynek részei a következők:

1. Szakasz: Az alapadatok megadása, úgymint az időlépés hossza (Δt), a lépések száma (N), és a kezdeti időpont (t_0).
2. Szakasz: Itt található az első “for” ciklus, ami az időosztás előállítását végzi.
3. Szakasz: Itt a változók megadása történik.
4. Szakasz: A második “for” ciklus adja az eredményeket – ez két részre oszlik.

4/1. Szakasz: Itt történik a gáztöltet tömegének számítása (97). Ez is két részre van osztva. Ennek oka az, hogy ha a gépben kialakult nyomás (p) kisebb lenne a külső nyomásnál (p_{gnd}), akkor ne kerüljön negatív érték a gyökjel alá. Ilyenkor az egyenletpár alsó tagjából számol. Ekkor természetesen megfordul a közeg áramlásának iránya is. Ezt jelzi az előjelváltás is.

4/2. Szakasz: Itt történik a nyomás számítása. Az alapképlet az ideális, szinuszos időbeni nyomáslefutás (99), ami módosítva van a fentebb kiszámolt pillanatnyi töltettömeg eredeti töltetre vetített arányával (m_0/m_{i+1}).

Az algoritmus ezek után, a kapott értékből újra számolja a töltettömeget, és minden egyes ciklus eredményét külön eredményként kezeli.

Eredmények:

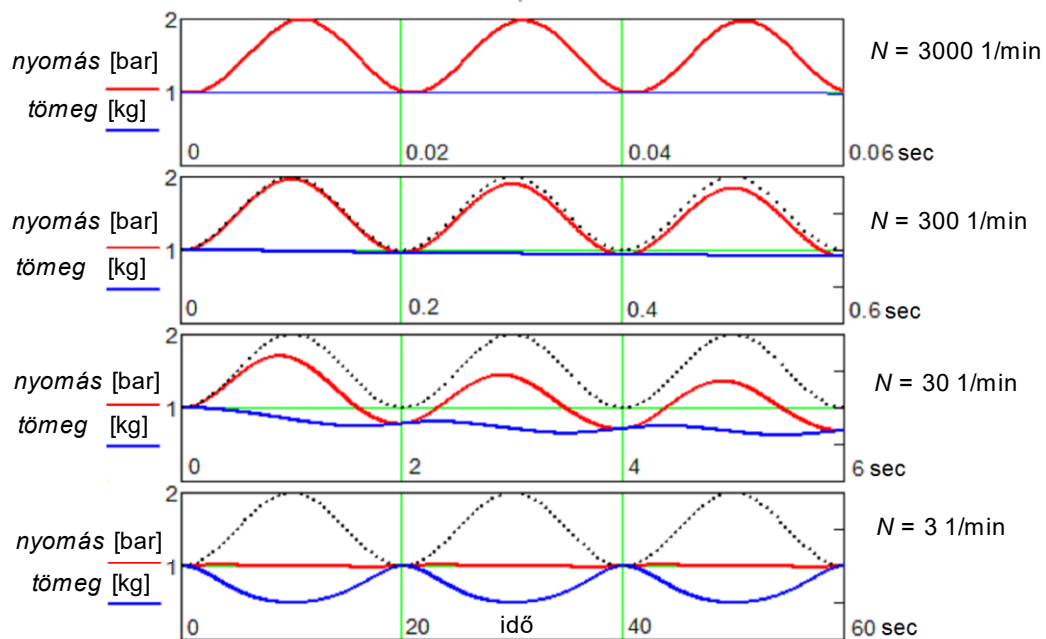
A szemléletesség kedvéért rögzítsük a gép alsó és felső holtponthoz tartozó nyomását 1 illetve 2 baron. Ekkor két paramétert lehet változtatni. A fordulatszámot és a rés méretét. Lehetne a külső nyomást is változtatni, de ez a gyakorlatban ritkán lép fel – bár ez utóbbit is kezeli a modellünk.

Vizsgáljuk meg azt az esetet, amikor különbözőek a fordulatszámok, de rögzített a rés mérete. Ekkor azt tapasztaljuk, hogy mivel a nyomásvesztés az idővel arányos, magas fordulatszámon az első néhány ciklusban szinte észrevehetetlen a veszteség, de ahogy csökken a fordulatszám, egyre nagyobbá válik (47. ábra). Ez tökéletesen egyezik a tapasztalattal, hiszen míg egy járó Diesel-motornál alig van résvesztés, addig kézzel, lassan körbe lehet forgatni a főtengelyét.

A másik eset az, amikor a rés méretét növeljük (48. ábra). Ekkor az történik, hogy a gép középnyomása minden esetben tart a környezeti nyomáshoz, viszont minél kevésbé légtömör a rendszerünk, annál gyorsabban tart hozzá. A másik lényeges jelenség az, hogy a nyomásingadozás egyre kisebb amplitúdóval fog stabilizálódni, és extrém esetben nulla lesz.

Ez a jelenség csak egy folyamatosan azonos töltettel dolgozó hőlégmotornál alakul ki, de nem jelentkezik egy belsőégésű motornál vagy egy szivattyúnál, mivel azok minden ciklus után töltetet cserélnek.

A fentiek alapján érthetővé vált, miért mértünk a környezeti nyomásnál is alacsonyabb értékeket. Hiszen a mérések már stabilizálódott állapotban történtek, amikor a gép nyomása javában a külső nyomás körül ingadozott.

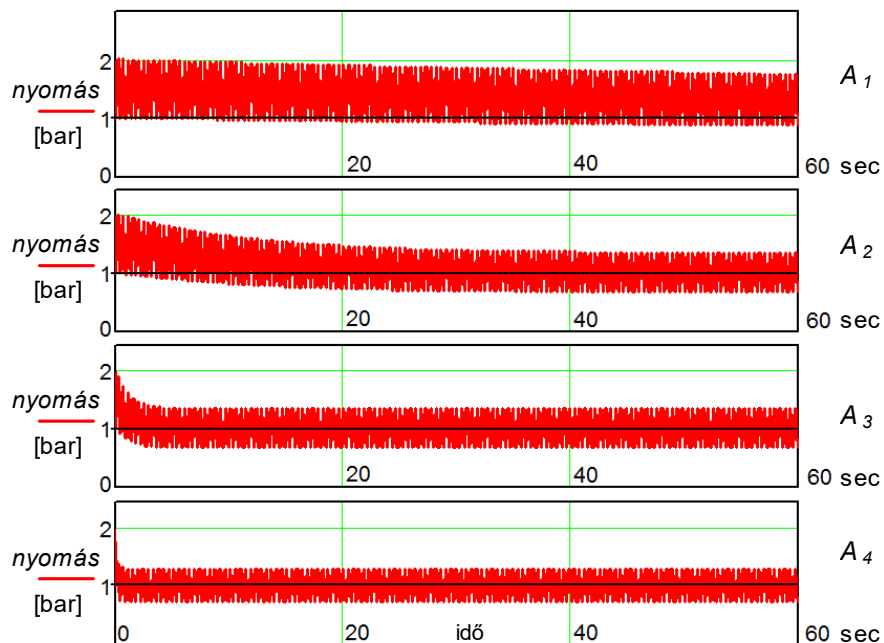


47. ábra: A szivárgás szemléltetése:

A felső grafikon az ideális, azaz a szivárgásmentes eset nyomásváltozását mutatja.

Középen a részlegesen szivárgó rendszer. Alsó grafikon: teljesen nyitott rendszer

p: nyomás (piros), *m*: munkaközeg tömege (kék), fekete vonal: ideális görbe.

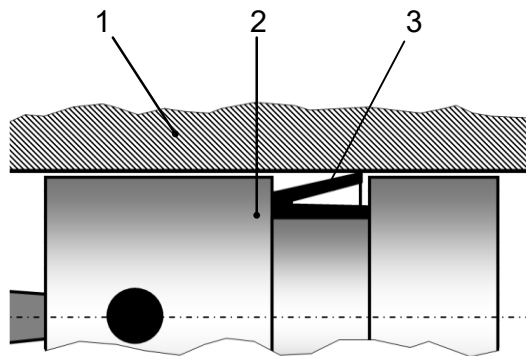


48. ábra: A szivárgás szemléltetése:

Fentről lefelé haladva az egyre kevésbé légtömör rendszer nyomásgörbéi

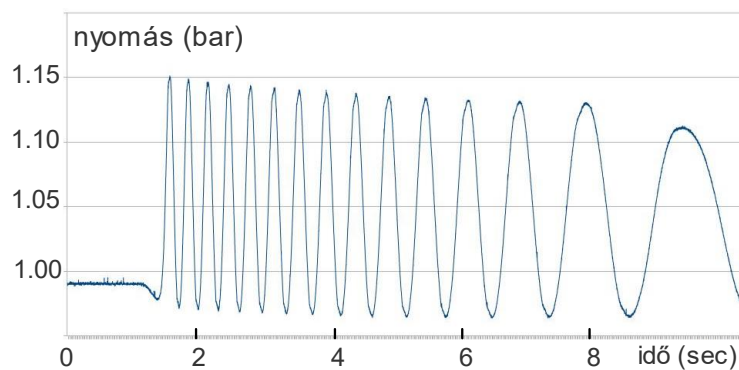
A nyomás lefutása a fentinel nagyobb időintervallumot ölel fel.

Végezetül meg kell jegyezni, hogy az általunk mért motor középnyomása (42. ábra) nem egyezik meg tökéletesen a külső nyomással, hanem kicsit magasabb annál. Ez azért van, mert a dugattyú tömítése aszimmetrikusan van kialakítva (49. ábra), ezáltal a résben kialakult áramlással szemben, iránytól függően különböző ellenállást támaszt. Természetesen az itt bemutatott egyszerű algoritmus csak egy közelítő megoldás, de mégis segít megértenünk a jelenség lényegét.



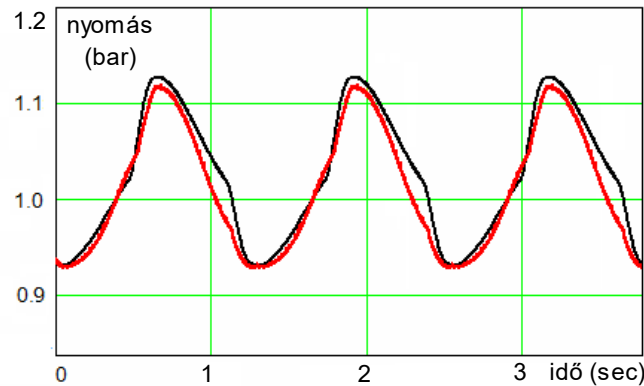
49. ábra: *Dugattyúgyűrű aszimmetrikus kialakítása:*
1. hengerfal, 2. dugattyú, 3 dugattyúgyűrű.

A fenti nyomásgörbéket (48. ábra) vessük össze a kézzel megforgatott motor nyomásgörbéjével (50. ábra). Ezt a mérőkör kipróbálásakor rögzítettük. Ekkor a motor még nem volt feltöltve „üzemanyaggal”, így az néhány fordulat megtétele után leállt. Azaz ekkor még nem stabilizálódott állapotban mértünk. Az így rögzített nyomásgörbe mindkét szélsőértéke csökken, és a nyomáslengés amplitúdója is csökken. A görbe lefutása egyértelműen a tömítetlenség jeleit mutatja, és azt is mutatja, hogy a gép valós kompresszióviszonya 1:1.29 helyett csak 1:1.17, ami nagy passzív teret feltételez.



50. ábra: *Hidegen megforgatott motor nyomásgörbéje:*
(a motor ilyenkor nem indul el)

A fenti megfontolásokat figyelembe véve, azaz megnövelve a passzív térfogatot, és a tömítetlenség hatását előidézve, lecsökkentve az alapnyomást, a mért és a számított görbe megfelelően illeszkedik, az egy ciklus alatti átlagos eltérés 0,0182 bar (51. ábra).



51. ábra: Mért érték (piros) és számított érték (fekete) összevetése:
Körülmények: Meleg oldal: 45 °C, hideg oldal -5°C, $n = 51$ fordulat/perc

4.1.4.5. MÓDOSÍTÁSI JAVASLATOK

A fentebb tárgyalt problémákat utólag már nem lehet orvosolni. A tökéletes megoldás egy új motor építése lenne. Viszont e gép építésekor rengeteg hasznos tapasztalatot szereztünk. Ezen tapasztalatok alapján tervben van egy teljesen új, alacsony hőmérsékleten működő gép építése, ami 1:2 arányú kompresszióviszonnyal rendelkezik, és legalább 20 cm³ lökettérfogatú. Ennek áttolóhengere már nem sík lemez lenne, és különösen nem a térfogati rugóként viselkedő habosított anyag, valamint a háza nem fából készülne, hanem valamilyen légtömör anyagból. Azért is célszerű lenne nagyobb gépet építeni, mert kis méreteknél a mérés is bizonytalanabb.

4.1.4.6. ÖSSZEGZÉS

Ezen új típusú hőlégmotor praktikus erőforrás az oldatszivattyú hajtására, hiszen ugyanaz a hőforrás hajtja, mint magát a hűtőkörfolyamatot. Egyszerűsége és adott körülmények közti jó hatásfoka miatt más célokat is szolgálhat. Viszont céljaink szempontjából van három hibája. Kicsi a teljesítménysűrűsége, bonyolult áttétel kell hozzá, és nem önstartoló. Azaz nem indul automatikusan, csak külső segítséggel. Ez elég sok probléma ahhoz, hogy további megoldási lehetőségeket keressünk.

4.2. GŐZ MUNKAKÖZEGŰ DUGATTYÚS GÉP ALKALMAZÁSA

4.2.1. KÖVETELMÉNYEK

Az első és legfontosabb szempont az, hogy az új szivattyú ugyanazzal az energiaforrással üzemeljen, mint maga az abszorpciós rendszer. Tehát a gépnek 100-130 °C-os hőmérsékletű hőforrása, és 30-50 °C-os hőnyelő oldala legyen.

A második az, hogy a berendezés önstartoló legyen, tehát ne igényeljen semmilyen külső energiát az elinduláshoz.

További szempont a gép egyszerűsége, vagyis az, hogy minél kevesebb alkatrészből, azon belül a lehető legkevesebb mozgó alkatrészből épüljön fel.

A gép hatásfoka itt most nem a legfontosabb szempont, hiszen az energiaforrásunk, ha abszorpciós hűtéshez használjuk, eleve hulladék hő.

Megjegyzés: A gép, jelen funkciója miatt a „szivattyú” nevet kapta, de természetesen más feladatot is elláthat.

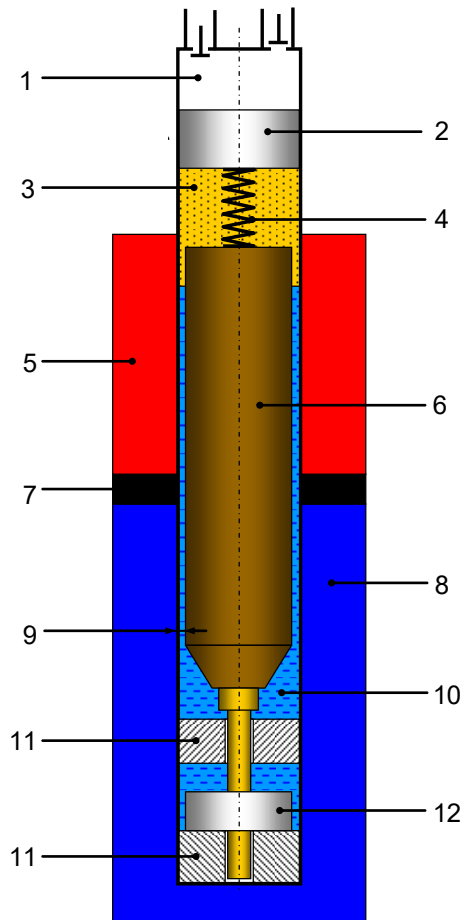
4.2.2. A SZERKEZET LEÍRÁSA

A szivattyú valójában egy szabaddugattyús motor (52. ábra). Fő része egy cső alakú ház, amit egy dugattyú oszt két részre. A felső, lezárt rész a munkatér, amihez két visszacsapó szelep csatlakozik, amelyek meghatározzák a szivattyúzott közeg útját. Tehát ez a tulajdonképpeni szivattyú.

4.2.2.1. HŐÁTADÓ ÉS MUNKAVÉGZŐ RENDSZER

A henger munkadugattyú alatti szakasza két részre osztható. A fenti a fűtött, a lenti pedig a hűtött szakasz. A munkadugattyú alatti térben egy újabb dugattyú, a kiszorító-dugattyú helyezkedik el. De ez nem illeszkedik a henger falához, hanem mintegy félmilliméternyi hézag van közte, azaz egy gyűrű alakú rés van körülötte. A hézag azért ekkora, mert ez még nem okoz jelentős áramlási ellenállást, ugyanis ennek a dugattyúnak nem a tömítés a feladata, hanem az, hogy a munkaközeget a kívánt pozícióba juttassa. Alsó állásban kiszorítja a henger alsó, hűtött részéből, amely ekkor felemelkedik, és a hengerfal közti vékony gyűrű alakú résbe, és a fűtött térrészbe jut, ahol megindul a munkaközeg forrása (az 52. ábra ezt az állapotot mutatja). Felső

állásban viszont a munkaközeg szintje olyannyira lesüllyed, hogy a gép hűtött fala szabaddá válik, így megindul a gőz kondenzációja.



52. ábra: A kísérleti gép felépítése:

1. munkatér, illetve a szivattyúzott közeg, 2. munkadugattyú, 3. gőztér, 4. összekötő rugó, 5. fűtött szakasz, 6. kiszorító-dugattyú, 7. szigetelés, 8. hűtött szakasz, 9. gyűrű alakú rész, 10. munkaközeg, 11. lágyvasgyűrű, 12. mágnesgyűrű.

4.2.2.2. VEZÉRLÉS

Bár a vezérlést meg lehetne oldani úgy, ahogy a hőlégmotornál láttuk, de e funkció ellátására nincs szükségünk főtengelyre, lendkerékre, de még hajtókarra sem.

A két dugattyút, tehát a munkadugattyút, és a kiszorító dugattyút egy rugó köti össze, ami a gép állapotától függően hol zömül, hol pedig megnyúlik, azaz energiát tárol.

A gép alján a kiszorító dugattyú alá szerelve egy mágnesgyűrű helyezkedik el, ami egyben annak mozgás-határolója is. Ez két, állítható távolságú lágyvas gyűrű között

mozog, így a kiszorító dugattyút hol a fenti, hol a lenti állásban állítja meg. A mágnes akkor old ki, amikor a rugó feszültsége eléri a tapadási erejét. Ekkor a kiszorító-dugattyú pozíciót vált. Mivel a mágneses vonzás a távolsággal exponenciálisan változik, de a rugó (illetve a gőz nyomása) csak lineárisan, a kiszorító-dugattyú nem tud középen megállni. A két végállás között annyi játék van, amennyi épp elég ahhoz, hogy a kiszorító-dugattyú mellett a munkaközeg felszaladjon a fűtött zónába, illetve leszaladjon a hűtött részbe. Ez a játék a gépben térfogatváltozást természetesen nem eredményez, mint ahogy a mágnes kioldása sem okoz veszteséget, mert a befektetett munka tapadáskor visszanyerődik.

A kísérleti berendezés esetén a munkadugattyú egy membrán, a rugót pedig a membrán rugalmassága helyettesíti.

4.2.3. A GÉP MŰKÖDÉSE

A működés egy egyszerűsített rajzon kerül szemléltetésre (53. ábra). Ez az ábra nem tervrajz, hanem az érthetőség és az áttekinthetőség kedvéért készült vázlat, mivel a valóságban 0,5 mm széles rés jelentősen meg van növelve.

A gép csak függőleges állásban működik. A munkadugattyú alatti tér egy meghatározott részét a munkaközeg folyadék fázisa foglalja el, az afeletti részt pedig annak gőz fázisa tölti ki. Alapállapotban az adott hőmérsékletnek megfelelő gőznyomás uralkodik a hengerben. Mivel ez kisebb, mint a külső nyomás, vagy esetünkben a szivattyúzott közeg nyomása, a munkadugattyú a lehetséges legalsó pozíciót foglalja el. Ez a gép alaphelyzete.

A gép kétütemű, ciklusa a kiszorító-dugattyú állásának megfelelően egy forralásos és egy kondenzációs ütemre oszlik, de mindkét ütem további két-két fázisra bontható, attól függően, hogy tartalmaz-e térfogatváltozást, avagy sem. Vizsgáljuk meg ezt a négy fázist.

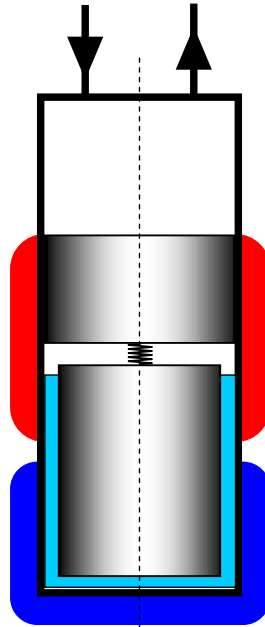
4.2.3.1. I. FÁZIS

Értelemszerűen a gép alaphelyzetből indul (53. ábra). Vagy azért, mert most indult el a fűtés, vagy azért, mert a gép most tért ide vissza a befejező fázisból (56. ábra).

A munkadugattyú az alsó holtponton van. Mivel a kiszorító dugattyú is az alsó holtponton van, a munkaközeg felemelkedvén, kitölti a rés fűtött szakaszát is. Emiatt

mind a hőmérséklete, mind a nyomása emelkedni kezd, de ebben a fázisban még mindkét dugattyú mozdulatlan marad.

Megjegyzés: A résben lévő folyadékban hőátmenet van, de mivel a rés mérete csak tizedmilliméteres nagyságrendű, ezért az itt fellépő hőátadás, akárcsak a szigetelt dugattyúfalé, elhanyagolható.



53. ábra: I. Fázis kezdete, vagyis az alaphelyzet.

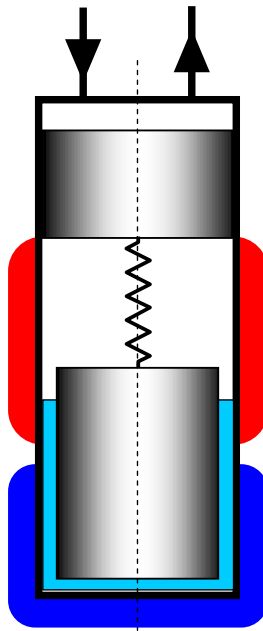
4.2.3.2. II. FÁZIS

Egy idő után, a hőmérsékletemelkedés miatt, a munkatér nyomása eléri a szivattyúzandó közeg nyomóoldali nyomását. Ekkor a munkadugattyú megkezdí kiszorítani a beszívott közeget a felette lévő térrészből, vagyis megkezdődik a II. fázis. Ez mindaddig folytatódik, amíg el nem éri a felső holtpontot (54. ábra).

A munkadugattyú alatti térrészt a folyamatosan elforralt munkaközeg gőz fázisa tölti ki. A folyadékfázis természetesen csökken, mert pótolnia kell a gőzfázist, de mindvégig érintkezik a ház fűtött falával.

A munkadugattyú felső holtpontjának helyét az határozza meg, hogy az egyre inkább feszülő rugó ereje mikor éri el a kiszorító dugattyút rögzítő mágnes erejét. Ekkor a mágnes egy pillanatra elengedi a házat, majd pár milliméterrel feljebb újból rögzül. Emiatt a kiszorító dugattyú is pár milliméterrel feljebb kerül. Ez már elég ahhoz, hogy a résben lévő folyadékfázis szintje lecsökkenjen, olyannyira, hogy a hűtött fal szabaddá váljon (55. ábra).

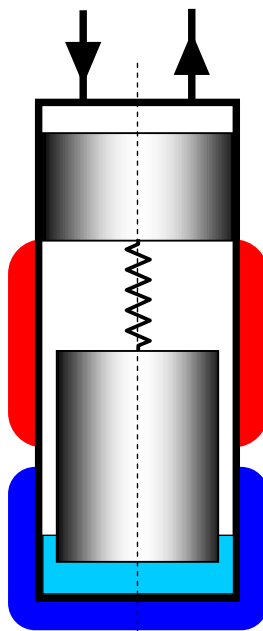
Természetesen a dugattyúk lökethossza, átmérője és a rés mérete, illetve a fűtött és hűtött szakaszok hossza, a munkaközeg mennyisége, valamint a rugó és a mágnes távolsága és minősége is össze van hangolva.



54. ábra: II. Fázis vége.

4.2.3.3. III. FÁZIS

Mivel a kiszorító dugattyú felső pozícióban van, a munkaközeg szintje lecsökkent, így szabaddá válik a ház hűtött szakasza. Megkezdődik a gőzfázisú közeg kondenzációja. A részben a folyadékszint emelkedni kezd, de nem lepi el a hűtött szakaszt (55. ábra).



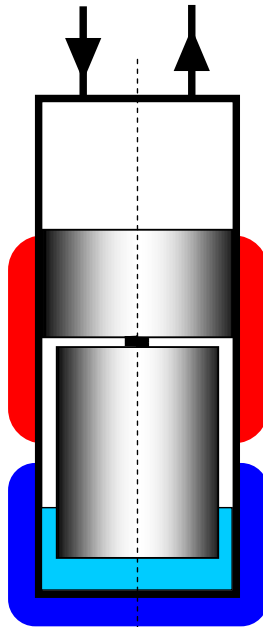
55. ábra: III. Fázis kezdete.

Először a hőmérséklet és a nyomás is csökken, de ebben a fázisban még mindkét dugattyú mozdulatlan. Viszont idővel a gőznyomás lecsökken annyira, hogy elérje a szivattyúzott közeg szívó oldali nyomását.

4.2.3.4. IV. FÁZIS

Ha a belső nyomás elérte a szívónyomást, a munkadugattyú megindul az alsó holtpont felé. A gőzfázis kondenzációja folytatódik, szintje egyre magasabbra emelkedik a házban, de még mindig marad felette hűtött, azaz kondenzáló felület.

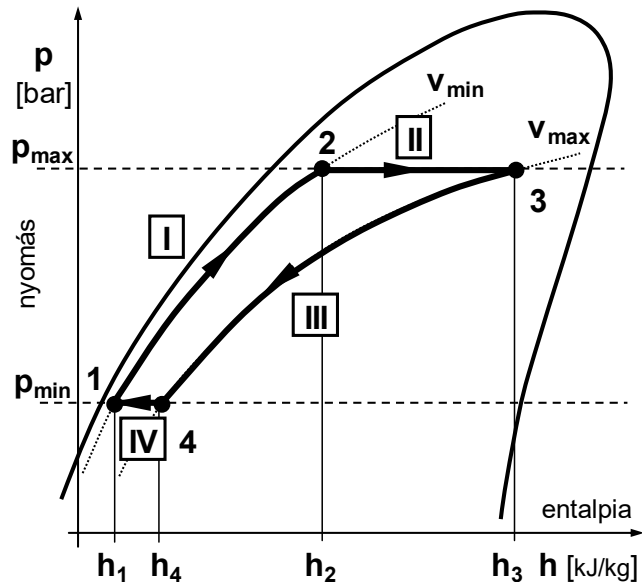
Viszont a rugó egyre jobban zömöl, és a benne halmozódó feszültség előbb-utóbb eléri a mágnes tapadóerejét. A pont, ahol ez megtörténik, az lesz a munkadugattyú alsó holtpontja (56. ábra). Ekkor a kiszorító dugattyú pozíciót vált, a résben felemelkedik a munkaközeg, az eddigi kondenzáció átvált forrásba, és megkezdődik az I. fázis.



56. ábra: IV. Fázis vége.

4.2.4. A FIZIKAI JELLEMZŐK VÁLTOZÁSA

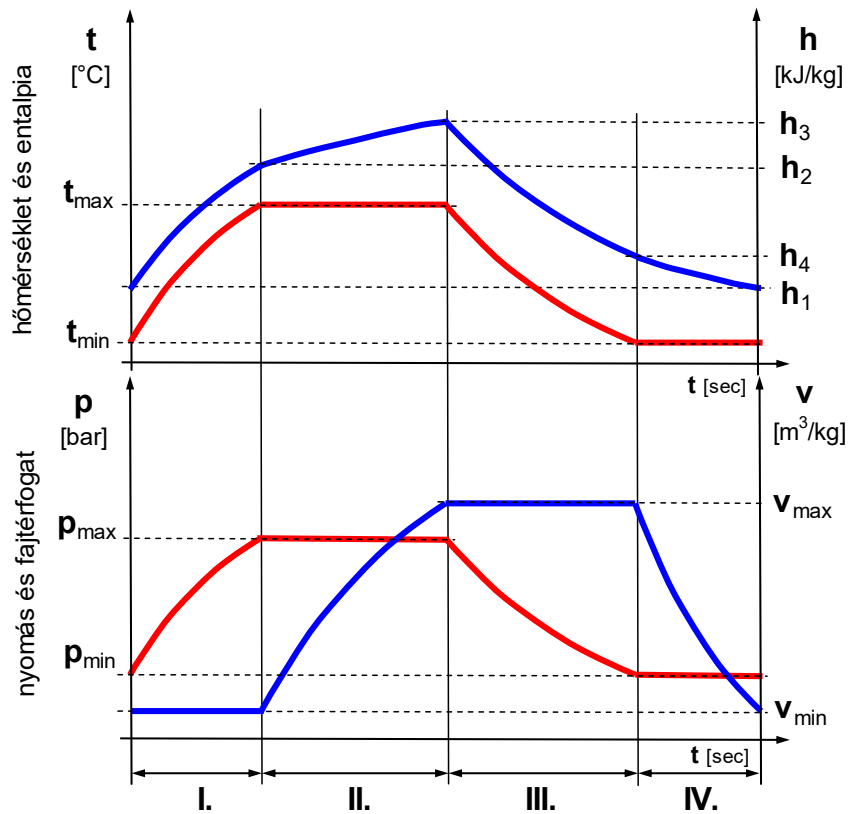
Az imént ismertetett négy munkafázis együttesen egy körfolyamatot ír le, amely két izochor és két izobár fázisra bontható. A körfolyamat nyomás-entalpia diagramja az 57. ábrán látható. Az ábrán nincs érzékeltetve az, hogy a kiszorító dugattyú váltása, és természetesen a folyadék, illetve a gép belső súrlódása a II. és a IV. fázist némileg magasabb, illetve alacsonyabb nyomásra helyezi, mivel ez elhanyagolható.



57. ábra: p-h diagram

A p_{max} , p_{min} nyomó és szívóoldali nyomások,
A v_{max} , v_{min} a fajtérfogatok szélsőértékei.

A gép munkaközegének fizikai jellemzői láthatóan az egyes fázisokon belül folyamatosan változnak (58. ábra), de a fázisok közti váltásokkor, a munkadugattyú elmozdulása, vagy a kiszorító dugattyú pozícióváltása miatt megváltoznak a körülmények és törést szenvednek.



58. ábra: A fizikai jellemzők változása egy munkaciklus alatt.

4.2.5. A MEGÉPÜLT GÉP ÉS A PRÓBAÜZEM

A gép (59. ábra) belső felépítése megegyezik a 52. ábrán bemutatottal. A gép testének hűtött része egy alumínium cső, aminek az alján foglal helyet a vezérlés. Ez üzem közben hűtővízbe merül. A fűtött rész egy kimunkált alumínium tömb, mivel a fűtést ki kellett vezetni oldalra. Természetesen ebben is folytatódik a cső belső furata, melynek átmérője 20 mm. Ebben helyezkedik el a kiszorító dugattyú.

Akárcsak a hőlégmotornál, e gépnél is problémákba ütköztünk. A munkadugattyú tömítettségét nem sikerült megoldani, ezért a gép ugyan működésbe lépett, de néhány másodperc múlva, elvesztvén a munkaközeg töltetét, leállt. Emiatt a munkadugattyú át lett alakítva membránra, ami miatt az eredeti szivattyú részt el kellett távolítani, új pedig már idő hiányában nem került rá.



59. ábra: *A megépült gőz munkaközegű gép.*

A fenti okokból csak egy egyszerű próbaüzemet tudtunk kivitelezni. Így, membránnal már önstartoló módon folyamatosan működött a gép, amit videón is rögzítettünk. Természetesen ekkor is adódtak problémák, nevezetesen az, hogy a gép akadozott. Ezt az okozta, hogy a munkaközeg időnként a membrán redői között marad, és nem vesz részt a folyamatban. Ezen problémák ellenére is, annyi bebizonyosodott, hogy a gép a várt módon üzemelt, így a működési elv igazolásra került.

4.2.6. MATEMATIKAI MODELL

Mint ahogy a hőlégmotor számításánál (a terjedelem miatt), itt is csak egy áttekintő jellegű leírásra van mód. Mivel itt gőz a munkaközeg, a számítás menete is sokkal bonyolultabb, mint az előző fejezetben. Így bár itt is minden részlet szemléltetésre sor kerül, de bizonyos ismétlődő, vagy technikai jellegű számítások közül csak az első műveletek lesznek jelezve.

Megjegyzendő, hogy akárcsak a mellékletben, a számítás leírása során a hőmérséklet, amennyiben az folytonos adat, akkor t vel, ha egy numerikusan kalkulált, azaz diszkrét mennyiség, akkor T -vel van jelölve, és az időt pedig a görög τ -val jelöljük.

4.2.6.1. KIINDULÁSI ADATOK

Elsősorban rögzíteni kell a munkaközeg minőségét, a szállítandó közeg szívó és nyomó oldali nyomását, valamint a fűtő és hűtő hőmérsékleteket, valamint a gép geometriáját.

- munkaközeg: víz,
- munkaközeg tömege: $m_{mk} = 2,5 \text{ g}$,
- fűtőközeg hőmérséklete: $t_{fűtő} = 398 \text{ K}$,
- hűtőközeg hőmérséklete: $t_{hűtő} = 348 \text{ K}$,
- lökettérfogat: $V_{md} = 14,14 \text{ cm}^3$,
- alsó holtpont térfogata: $V_{ahp} = 1,01 \text{ cm}^3$,
- szívó oldali nyomás: $p_{min} = 0,5 \text{ bar}$,
- nyomó oldali nyomás: $p_{max} = 2,0 \text{ bar}$,
- fűtőfelület: $A_{fűtő} = 8 \text{ cm}^2$,
- hűtőfelület: $A_{hűtő} = 12 \text{ cm}^2$,
- fűtő hőcserélő kitöltési tényezője: $K_{fűtő} = 80\%$,
- hűtő hőcserélő kitöltési tényezője: $K_{hűtő} = 50\%$,
- kondenzátor falmagassága: $H_{fal} = 50 \text{ mm}$.

Ebből már kiszámítható az alsó és a felső holtpont fajtérfogata, ami ebben az esetben $0,004 \text{ m}^3\text{kg}^{-1}$, és $0,06055 \text{ m}^3\text{kg}^{-1}$.

4.2.6.2. ELŐZETES SZÁMÍTÁSOK

Szükségünk van a munkaközeg fizikai paramétereinek táblázatára.

- nyomás – hőmérséklet függvény - ebből kalkulálható a munkaközeg szükséges

maximum és minimum hőmérséklete, ami esetünkben 393 K és 353 K.

- folyadékentalpia – hőmérséklet függvénye,
- gőzentalpia – hőmérséklet függvénye,
- fajhő – hőmérséklet függvénye (2 db, I. és a III. részfázis speciális állapotára),
- fajlagos gőztartalom hőmérséklet függvénye (hasonlóan a két spec. állapotra),
- a folyadék fázis fajtérfogata a hőmérséklet függvényében,
- a dinamikai viszkozitás a hőmérséklet függvényében,
- a hővezetési tényezője a hőmérséklet függvényében.

Ezen értékeket (kivéve az utolsó kettőt) rendre a gőztáblázatból vettük. Mivel ezek csak pontsorozatok, hogy a további számításokban alkalmazhatóak legyenek, valamilyen közelítést kellett alkalmazni, ami többnyire egy polinomfüggvény volt, vagy valamilyen más, pl. exponenciális görbe, ami adódott a közelítendő pontsorozat alakjából [69]. Itt csak a nyomás-hőmérséklet közelítését írom fel, azt is csak szemléltetésként.

$$p(t) = C_1 \cdot t^4 + C_2 \cdot t^3 + C_3 \cdot t^2 + C_4 \cdot t + C_5 \quad (102)$$

Azért van szükség magas fokú polinomra, mert meglehetősen pontos értékből kell elindulnunk ahhoz, hogy később a számítás végén ne keletkezzenek az összeadódott pontatlanságból fakadó durva hibák.

4.2.6.3. MŰKÖDÉSI FÁZISOK

I. Fázis:

Az első fázis a felmelegítés kezdetétől a térfogatváltozás kezdetéig tart. Az első fázisban a közeg az alacsony nyomáson meghatározott hőmérsékleten van. Ezt kell felfűteni t_{min} -ről t_{max} -ra, azaz addig, amíg el nem éri a magas nyomás által meghatározott hőmérsékletet. Ekkor megindul a térfogatváltozás, azaz megkezdődik a II. fázis.

Ahhoz, hogy felírjuk a zárt rendszer belsőenergia változásának egyenletét (103), szükségünk van a forralási hőátadási tényezőre, amit a Fábry-féle képlettel állítunk elő [70], (104), ahol a $t_{fűtő}$ a fal, azaz a hőátadó felület hőmérséklete.

$$\frac{dt}{d\tau} = \frac{-k(t) \cdot A_{fűtő}(t)}{c_k(t) \cdot m_{nk}} \cdot (t(\tau) - t_{fűtő}) \quad (103)$$

$$\alpha_{forralF}(T_{1F}) = 88(T_{fal} - T)^2 \cdot p(T)^{0.6} \quad (104)$$

A következő az egyesített hőátbocsátási tényező, ahol a s_{fal} , λ_{fal} , α_{fal} a fal vastagsága, hővezetési tényezője, és a fűtött oldali, állandónak tekintett hőátbocsátási tényezője.

$$k_{\alpha 1F}(T_{1F}) = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{forr1F}(T_{1F})} + \frac{s_{fal}}{\lambda_{fal}} + \frac{1}{\alpha_{fal}}} \quad (105)$$

Az összevont egyenletnél figyelembe vesszük azt is, ahogy az elforrálás során a folyadék fázis csökkenése miatt a fűtőfelület nagysága, azaz a fal magassága is változik:

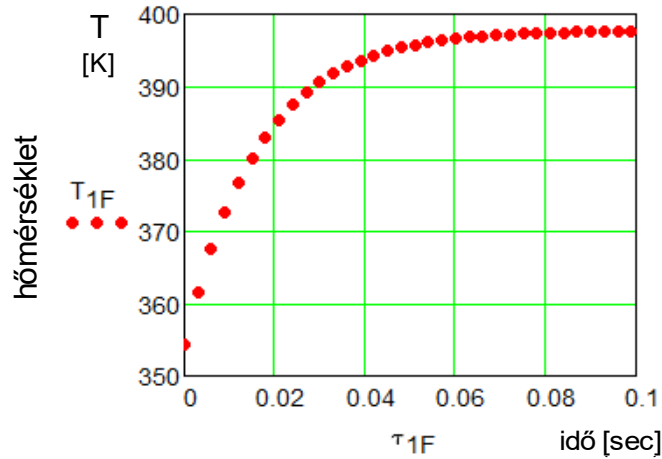
$$\Phi_{1F}(\tau_{1F}, T_{1F}) = \frac{k_{\alpha 1F}(T_{1F}) \cdot K_{fűtő} \cdot (1 - x_{v12}(T_{1F})) \cdot A_{fűtő}}{c_{v12}(T_{1F}) \cdot m_{mk}} \cdot (T_{fal} - T_{1F}) \quad (106)$$

Az egyenletet nem tudjuk algebrai úton megoldani, mivel szinte minden benne szereplő paraméter hőmérsékletfüggő változó, ezért egy numerikus eljárást, konkrétan a negyedrendű Runge-Kutta módszert hívtuk segítségül [71].

$$\begin{pmatrix} \tau_{1F} \\ T_{1F} \end{pmatrix} = \left\| \begin{array}{l} \tau_{\delta} \leftarrow 1 \cdot 10^{-3} \\ n \leftarrow 1000 \\ \tau_0 \leftarrow 0 \\ T_{1F0} \leftarrow t_{\min} \\ i \leftarrow 0, 1 \dots n-1 \\ \text{for } i \in 0, 1 \dots n-1 \\ \quad \left\| \begin{array}{l} \tau_{i+1} \leftarrow \tau_i + \tau_{\delta} \\ \tau \end{array} \right. \\ i \leftarrow 0, 1 \dots n-1 \\ \text{for } i \in 0, 1 \dots n-1 \\ \quad \left\| \begin{array}{l} k_1 \leftarrow \tau_{\delta} \cdot \Phi_{1F}(\tau_i, T_{1Fi}) \\ k_2 \leftarrow \tau_{\delta} \cdot \Phi_{1F}\left(\tau_i + \frac{\tau_{\delta}}{2}, T_{1Fi} + \frac{k_1}{2}\right) \\ k_3 \leftarrow \tau_{\delta} \cdot \Phi_{1F}\left(\tau_i + \frac{\tau_{\delta}}{2}, T_{1Fi} + \frac{k_2}{2}\right) \\ k_4 \leftarrow \tau_{\delta} \cdot \Phi_{1F}(\tau_i + \tau_{\delta}, T_{1Fi} + k_3) \\ T_{1Fi+1} \leftarrow T_{1Fi} + \frac{1}{6} \cdot (k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4) \\ T_{1F} \end{array} \right. \\ \left. \begin{pmatrix} \tau \\ T_{1F} \end{pmatrix} \right. \end{array} \right. \quad (107)$$

Az eredmény két adatsor lesz, mivel a keresett időfüggvény mellett magát az időt is fel kell osztanunk. Ezt azért kell megtennünk, hogy az eredményt a későbbiekben ábrázolni tudjuk. A kapott nyomásgörbét a 60. ábra szemlélteti. Az eredményt később a 4.2.6.4.-

es fejezetben használjuk fel. Természetesen csak a görbe t_{max} -ig terjedő szakaszára van szükségünk. Majd pedig az adott szakaszt össze kell fűzni a másik három fázis eredményével.



60. ábra: A hőmérséklet változása az első fázisban.

A további számításokhoz ezt a pontsorozatot is (akárcsak a következő három fázis eredményét) közelíteni kell egy folytonos függvénnyel. De ez csak egy, a (102)-hez hasonló technikai művelet, ami semmi lényeges, hozzáadott információt nem tartalmaz, így a terjedelme miatt nem szerepel a számításban.

II. Fázis:

A második fázis a térfogatváltozás kezdetétől a térfogatváltozás végéig tart. Már t_{max} hőmérsékleten és p_{max} nyomáson vagyunk, így csak a fajtérfogat nő. Nagy mennyiségű közeget forralunk el. A térfogat V_{ahp} -ről V_{ahp} -re nő. Mindeközben a hőmérséklet mindvégig t_{max} marad.

Most az entalpiára írjuk fel az egyenletet:

$$\frac{dh}{d\tau} = \frac{-k \cdot A_{fűtő}(h)}{m_{mk}} \cdot (t - t_{fűtő}) \quad (108)$$

A fentivel azonos módon előállítjuk a Fábry-féle forralási hőátbocsátási tényezőre, ami most nem változik, hiszen mindvégig t_{max} lesz a hőmérséklet.

$$\alpha_{forr2F}(t_{max}) = 88(T_{fal} - t_{max})^2 \cdot p(t_{max})^{0.6} \quad (109)$$

Az egyesített hőátbocsátási tényező is állandó marad a teljes fázis során.

$$k_{\alpha 2F}(t_{max}) = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{forr2F}(t_{max})} + \frac{s_{fal}}{\lambda_{fal}} + \frac{1}{\alpha_{fal}}} \quad (110)$$

A fűtőfelület (A_{2F}) nagysága viszont most sem állandó, függ a fajlagos gőztartalomtól, az pedig az entalpiától.

$$A_{2F}(H_{2F}) = (1 - x_{2F}(H_{2F})) \cdot A_{fűtő} \quad (111)$$

A fajlagos gőztartalmat, azaz az x_{2F} -et pedig az alábbi módon állítjuk elő:

$$x_{2F}(H_{2F}) = \frac{H_{2F} - h_{foly}(t_{max})}{h_{göz}(t_{max}) - h_{foly}(t_{max})} \quad (112)$$

Így a felület a következő módon adódik:

$$A_{2F}(H_{2F}) = \left(1 - \frac{H_{2F} - h_{foly}(t_{max})}{h_{göz}(t_{max}) - h_{foly}(t_{max})} \right) \cdot A_{fűtő} \quad (113)$$

Így már felírható a megoldandó egyenlet:

$$\Phi_{2F}(\tau_{2F}, H_{2F}) = \frac{k_{\alpha 2F} \cdot K_{fűtő} \cdot (1 - x_{2F}(H_{2F})) \cdot A_{fűtő}}{m_{nk}} \cdot (t_{fűtő} - t_{max}) \quad (114)$$

Ezt megoldva a Runge-Kutta módszerrel kapjuk az entalpia idő függvényét:

$$\begin{pmatrix} \tau_{2F} \\ H_{2F} \end{pmatrix} = \left\| \begin{array}{l} \tau_{\delta} \leftarrow 1 \cdot 10^{-3} \\ n \leftarrow 1000 \\ \tau_0 \leftarrow 0 \\ H_{2F0} \leftarrow h_{12}(t_{max}) \\ i \leftarrow 0, 1 \dots n-1 \\ \text{for } i \in 0, 1 \dots n-1 \\ \quad \left\| \begin{array}{l} \tau_{i+1} \leftarrow \tau_i + \tau_{\delta} \\ \tau \end{array} \right. \\ i \leftarrow 0, 1 \dots n-1 \\ \text{for } i \in 0, 1 \dots n-1 \\ \quad \left\| \begin{array}{l} k_1 \leftarrow \tau_{\delta} \cdot \Phi_{2F}(\tau_i, H_{2Fi}) \\ k_2 \leftarrow \tau_{\delta} \cdot \Phi_{2F}\left(\tau_i + \frac{\tau_{\delta}}{2}, H_{2Fi} + \frac{k_1}{2}\right) \\ k_3 \leftarrow \tau_{\delta} \cdot \Phi_{2F}\left(\tau_i + \frac{\tau_{\delta}}{2}, H_{2Fi} + \frac{k_2}{2}\right) \\ k_4 \leftarrow \tau_{\delta} \cdot \Phi_{2F}(\tau_i + \tau_{\delta}, H_{2Fi} + k_3) \\ H_{2Fi+1} \leftarrow H_{2Fi} + \frac{1}{6} \cdot (k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4) \\ H_{2F} \end{array} \right. \\ \left(\begin{array}{l} \tau \\ H_{2F} \end{array} \right) \end{array} \right. \quad (115)$$

A kapott eredményeket a 4.2.6.4.-es fejezetben használjuk fel.

III. Fázis:

A harmadik fázis a térfogatnövekedés végével kezdődik, és a térfogatcsökkenés kezdetéig tart. A gépben e fázis kezdetekor vált pozíciót a kiszorítódugattyú, és megkezdődik a közeg hűtése. A hőmérséklet a maximális értékről a minimumra változik, de a térfogat változatlan, mivel mindvégig a felső holtponton vagyunk.

Erre a szakaszra a (116) egyenlet írható fel:

$$\frac{dt}{d\tau} = \frac{-k(t) \cdot A_{hűtő}(t)}{c_k(t) \cdot m_{mk}} \cdot (t(\tau) - t_{hűtő}) \quad (116)$$

Az ekkor zajló folyamat a kondenzáció, így a hőátbocsátási tényezőt a Nusselt-féle levezetésből számoljuk [72].

$$\alpha_{kond} = 1.15 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda_{film}^3 \cdot \rho_{film}^2 \cdot g \cdot r}{\eta_{film} \cdot (T_{közeg} - T_{fal}) \cdot H_{fal}}} \quad (117)$$

Ahol a folyadék hővezetési tényezője (λ), sűrűsége (ρ), dinamikai viszkozitása (η), valamint a párolgáshő (r) értéke is változik a folyamat során, ráadásul a kondenzáló fal magassága (H_{fal}) is folyamatosan csökken. Viszont az előzetes számításokat segítségül hívva - hiszen azokban megvannak a hőmérsékletfüggő értékek - felírható a következő egyenlet:

$$\alpha_{kond3F}(T_{3F}) = 1.15 \cdot \sqrt[4]{\frac{(\lambda(T_{3F}))^3 \cdot (\rho_{3F}(T_{3F}))^2 \cdot g \cdot r(T_{3F}))}{\eta(T_{3F}) \cdot (T_{3F} - T_{hűtő}) \cdot ((1 - K_{hűtő}) + K_{hűtő} \cdot x_{v34}(T_{3F})) \cdot H_{fal}}} \quad (118)$$

Ez már felhasználható az egyesített hőátbocsátási tényező kiszámításában: (103)

$$k_{\alpha3F}(T_{3F}) = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{kond3F}(T_{3F})} + \frac{s_{fal}}{\lambda_{fal}} + \frac{1}{\alpha_{fal}}} \quad (119)$$

Ami már beépíthető a megoldóképletünkbe:

$$\Phi_{3F}(\tau_{3F}, T_{3F}) = \frac{k_{\alpha3F}(T_{3F}) \cdot K_{hűtő} \cdot (1 - x_{v34}(T_{3F})) \cdot A_{hűtő}}{c_{v34}(T_{3F}) \cdot m_{mk}} \cdot (t_{hűtő} - T_{3F}) \quad (120)$$

Ez már megoldható az előző két fázisban szereplő Runge-Kutta módszerrel.

$$\begin{pmatrix} \tau_{3F} \\ T_{3F} \end{pmatrix} = \begin{array}{l} \tau_{\delta} \leftarrow 1 \cdot 10^{-3} \\ n \leftarrow 1000 \\ \tau_0 \leftarrow 0 \\ T_{3F0} \leftarrow t_{\min} \\ i \leftarrow 0, 1 \dots n-1 \\ \text{for } i \in 0, 1 \dots n-1 \\ \quad \left\| \begin{array}{l} \tau_{i+1} \leftarrow \tau_i + \tau_{\delta} \\ \tau \end{array} \right. \\ i \leftarrow 0, 1 \dots n-1 \\ \text{for } i \in 0, 1 \dots n-1 \\ \quad \left\| \begin{array}{l} k_1 \leftarrow \tau_{\delta} \cdot \Phi_{3F}(\tau_i, T_{3Fi}) \\ k_2 \leftarrow \tau_{\delta} \cdot \Phi_{3F}\left(\tau_i + \frac{\tau_{\delta}}{2}, T_{3Fi} + \frac{k_1}{2}\right) \\ k_3 \leftarrow \tau_{\delta} \cdot \Phi_{3F}\left(\tau_i + \frac{\tau_{\delta}}{2}, T_{3Fi} + \frac{k_2}{2}\right) \\ k_4 \leftarrow \tau_{\delta} \cdot \Phi_{3F}(\tau_i + \tau_{\delta}, T_{3Fi} + k_3) \\ T_{3Fi+1} \leftarrow T_{3Fi} + \frac{1}{6} \cdot (k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4) \\ T_{3F} \end{array} \right. \\ \left(\begin{array}{l} \tau \\ T_{3F} \end{array} \right) \end{array} \quad (121)$$

A kapott eredményeket a 4.2.6.4.-es fejezetben használjuk fel.

IV. Fázis:

A negyedik fázis a térfogatváltozás kezdetétől a végéig tart. A nyomás már a szívó oldali értéken van, a hőmérséklet pedig már a szívó oldali nyomás által meghatározott minimum értéken, így csak a felső holtponti térfogat változik alsó holtpontira.

Hasonló a helyzet a II. fázisban lévőhöz, de itt most a k , azaz a hőátbocsátási tényező, mivel kondenzáció zajlik, függvénye az entalpiának.

$$\frac{dh}{d\tau} = \frac{-k(h) \cdot A_{\text{hűtő}}(h)}{m_{mk}} \cdot (t(\tau) - t_{\text{hűtő}}) \quad (122)$$

Ehhez először a fajlagos gőztartalom változását kell megadni, mert ez szükséges a kondenzáló felület változásának figyelembevételéhez:

$$x_{4F}(H_{4F}) = \frac{h_{4F} - h_{foly}(T_{\min})}{h_{g\ddot{o}z}(T_{\min}) - h_{foly}(T_{\min})} \quad (123)$$

Így a Nusselt-féle hőátbocsátási tényező a következő lesz:

$$\alpha_{kond4F}(H_{4F}) = 1.15 \cdot \sqrt[4]{\frac{(\lambda(T_{\min}))^3 \cdot (\rho_{4F}(T_{\min}))^2 \cdot g \cdot r(T_{\min})}{\eta(T_{\min}) \cdot (T_{\min} - T_{h\ddot{u}t\ddot{o}}) \cdot ((1 - K_{h\ddot{u}t\ddot{o}}) + K_{h\ddot{u}t\ddot{o}} \cdot x_{4F}(H_{4F})) \cdot H_{fal}}} \quad (124)$$

Így felírható az egyesített hőátbocsátási tényező:

$$k_{\alpha 4F}(H_{4F}) = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{kond4F}(H_{4F})} + \frac{s_{fal}}{\lambda_{fal}} + \frac{1}{\alpha_{fal}}} \quad (125)$$

Végül a teljes egyenlet:

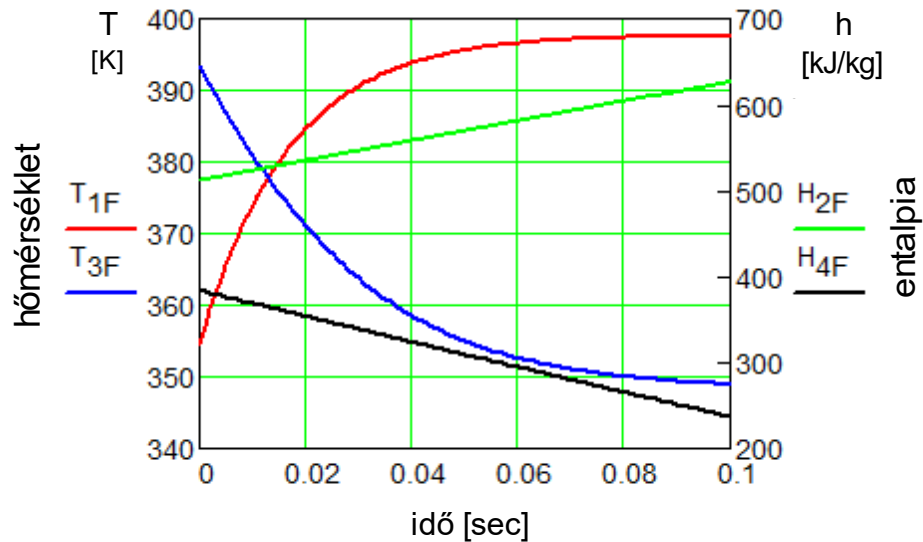
$$\Phi_{4F}(\tau_{4F}, H_{4F}) = \frac{k_{\alpha 4F}(H_{4F}) \cdot ((1 - K_{h\ddot{u}t\ddot{o}}) + K_{h\ddot{u}t\ddot{o}} \cdot x_{4F}(H_{4F})) \cdot A_{h\ddot{u}t\ddot{o}} \cdot (T_{h\ddot{u}t\ddot{o}} - T_{\min})}{m_{mk}} \quad (126)$$

Ez szintén megoldható a már ismertetett Runge-Kutta módszerrel.

$$\begin{pmatrix} \tau_{4F} \\ H_{4F} \end{pmatrix} = \left\| \begin{array}{l} \tau_{\delta} \leftarrow 1 \cdot 10^{-3} \\ n \leftarrow 1000 \\ \tau_0 \leftarrow 0 \\ H_{4F0} \leftarrow h_{12}(t_{\max}) \\ i \leftarrow 0, 1 \dots n-1 \\ \text{for } i \in 0, 1 \dots n-1 \\ \quad \left\| \begin{array}{l} \tau_{i+1} \leftarrow \tau_i + \tau_{\delta} \\ \tau \end{array} \right. \\ i \leftarrow 0, 1 \dots n-1 \\ \text{for } i \in 0, 1 \dots n-1 \\ \quad \left\| \begin{array}{l} k_1 \leftarrow \tau_{\delta} \cdot \Phi_{4F}(\tau_i, H_{4Fi}) \\ k_2 \leftarrow \tau_{\delta} \cdot \Phi_{4F}\left(\tau_i + \frac{\tau_{\delta}}{2}, H_{4Fi} + \frac{k_1}{2}\right) \\ k_3 \leftarrow \tau_{\delta} \cdot \Phi_{4F}\left(\tau_i + \frac{\tau_{\delta}}{2}, H_{4Fi} + \frac{k_2}{2}\right) \\ k_4 \leftarrow \tau_{\delta} \cdot \Phi_{2F}(\tau_i + \tau_{\delta}, H_{4Fi} + k_3) \\ H_{4Fi+1} \leftarrow H_{4Fi} + \frac{1}{6} \cdot (k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4) \\ H_{4F} \end{array} \right. \\ \left(\begin{array}{l} \tau \\ H_{4F} \end{array} \right) \end{array} \right. \quad (127)$$

Az eredményeket a 4.2.6.4.-es fejezetben használjuk fel.

Így megkaptunk minden egyes fázisra egy-egy függvényt, amiből már az összes fizikai mennyiséget meg lehet határozni (61. ábra). Az ábra így még nem szemlélteti a folyamatot, hiszen a görbéket, illetve azok adott szakaszait időben össze kell illeszteni. Ekkor már valóban meglesz a négy mennyiség időbeni változásának függvénye.



61. ábra: A fentebb kiszámolt 4 érték időbeni alakulása
Azaz az 1. és 3. fázis hőmérséklete, és a 2. és 4. fázis entalpiái.

4.2.6.4. A NÉGY FÁZIS ÖSSZEGZÉSE

Szükség van a teljes ciklusidő kiszámítására. Ehhez az egyes fázisok időtartamát kell megadni, tehát azt a pontot kell megtalálni, amikor az adott mennyiség eléri a megfelelő maximum, illetve minimum értékét, azaz az adott fázis végpontját.

A teljes ciklusidő kiszámítása:

$$\tau_{\text{ciklus}} = \tau_{C1F\text{vég}} + \tau_{C2F\text{vég}} + \tau_{C3F\text{vég}} + \tau_{C4F\text{vég}} \quad (128)$$

A továbbiakban a fizikai jellemzők időbeni alakulásának meghatározásához szükségünk van a részciklusidőkre is:

$$\tau_{C12} = \tau_{C1F\text{vég}} + \tau_{C2F\text{vég}} \quad (129)$$

$$\tau_{C123} = \tau_{C1F\text{vég}} + \tau_{C2F\text{vég}} + \tau_{C3F\text{vég}} \quad (130)$$

4.2.6.5. A TELJES MUNKACIKLUS SZÁMÍTÁSA

A hőmérséklet időbeni lefutásának egy ciklus alatti felírásához egymás után össze kell fűzni az egyes hőmérséklet görbéket – mindegyiket, ameddig az adott fázis tart.

Megjegyzés: Áttérünk a kisbetűs jelölésekre, hiszen ezek már nem a fentebb számolt pontsorozatok, hanem az azokból számolt folytonos közelítő értékek.

$$t_{ciklus}(\tau) = \begin{cases} t_{1F}(\tau) & ha & \tau < \tau_{1Fvég}, \\ t_{max} & ha & \tau_{1Fvég} \leq \tau < \tau_{C12}, \\ t_{3F}(\tau - \tau_{C12}) & ha & \tau_{C12} \leq \tau < \tau_{C123}, \\ t_{min} & egyébként. \end{cases} \quad (131)$$

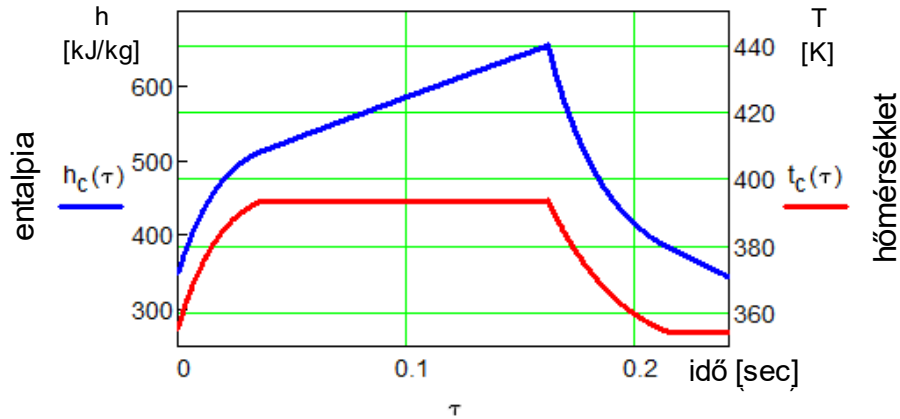
Az entalpia időbeni lefutásának logikailag helyes összeillesztése és a hozzá tartozó előzetes számítások: (62. ábra)

$$h_{12}(t) = x_{v12}(t) \cdot h_g(t) + (1 - x_{v12}(t)) \cdot h_f(t) \quad (132)$$

$$h_{34}(t) = x_{v34}(t) \cdot h_g(t) + (1 - x_{v34}(t)) \cdot h_f(t) \quad (133)$$

A teljes ciklus összegzése:

$$h_{ciklus}(\tau) = \begin{cases} h_{12}(t_{1F}(\tau)) & ha & \tau < \tau_{1Fvég}, \\ h_{2F}(\tau - \tau_{1Fvég}) & ha & \tau_{1Fvég} \leq \tau < \tau_{C12}, \\ h_{34}(t_{3F}(\tau - \tau_{C12})), & ha & \tau_{C12} \leq \tau < \tau_{C123}, \\ h_{4F}(\tau - \tau_{c123}) & egyébként. \end{cases} \quad (134)$$



62. ábra: A munkaközeg hőmérsékletének és entalpiájának egy ciklus alatti alakulása.

A következő lépés a nyomás időbeni alakulásának összefűzése, ami a már meglévő hőmérséklet alapján írható fel.

$$p_{ciklus}(\tau) = \begin{cases} p(t_{1F}(\tau)) & ha & \tau < \tau_{1Fvég}, \\ p(t_{max}) & ha & \tau_{1Fvég} \leq \tau < \tau_{C12}, \\ p(t_{3F}(\tau - \tau_{C12})), & ha & \tau_{C12} \leq \tau < \tau_{C123}, \\ p(t_{min}) & egyébként. \end{cases} \quad (135)$$

Végül pedig a fajtérfogat ciklus alatti alakulása, ami viszont a már meglévő entalpia segítségével írható fel, és a hozzá tartozó segédszámítások: (63. ábra)

$$x_{2F}(h_{2F}) = \frac{h_{2F} - h_{foly}(t_{max})}{h_{g\ddot{o}d}(t_{max}) - h_{foly}(t_{max})} \quad (136)$$

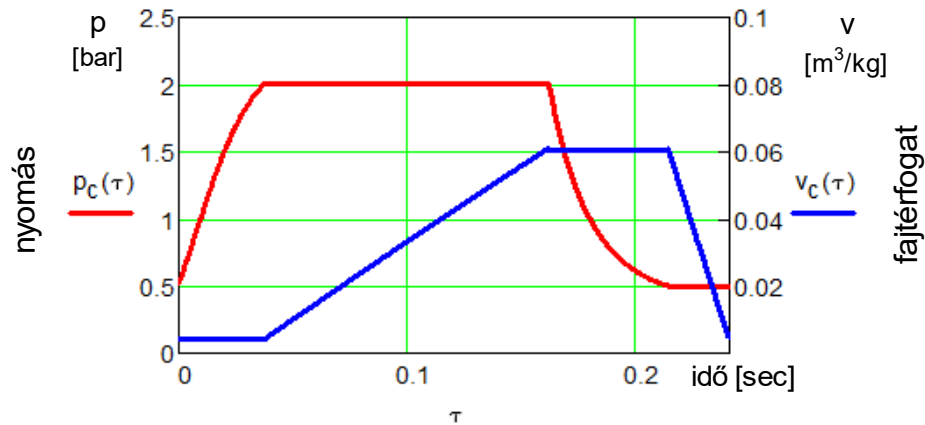
$$x_{4F}(h_{4F}) = \frac{h_{4F} - h_{foly}(t_{min})}{h_{g\ddot{o}d}(t_{min}) - h_{foly}(t_{min})} \quad (137)$$

$$v_{2F}(h_{2F}) = x_{2F}(h_{2F}) \cdot v_{g\ddot{o}d}(t_{max}) + (1 - x_{2F}(h_{2F})) \cdot v_{foly}(t_{max}) \quad (138)$$

$$v_{4F}(h_{4F}) = x_{4F}(h_{4F}) \cdot v_{g\ddot{o}d}(t_{min}) + (1 - x_{4F}(h_{4F})) \cdot v_{foly}(t_{min}) \quad (139)$$

A teljes ciklus fajtérfogat lefutásának összegzése:

$$v_{ciklus}(\tau) = \begin{cases} v_{ahp} & \text{ha} & \tau < \tau_{1Fv\acute{e}g}, \\ v_{2F}(h_{2F}(\tau - \tau_{1Fv\acute{e}g})) & \text{ha} & \tau_{1Fv\acute{e}g} \leq \tau < \tau_{C12}, \\ v_{fhp} & \text{ha} & \tau_{C12} \leq \tau < \tau_{C123}, \\ v_{4F}(h_{4F}(\tau - \tau_{C123})) & \text{egy\acute{e}bk\acute{e}nt.} & \end{cases} \quad (140)$$



63. ábra: A munkaközeg nyomásának és fajtérfogatának egy ciklus alatti alakulása.

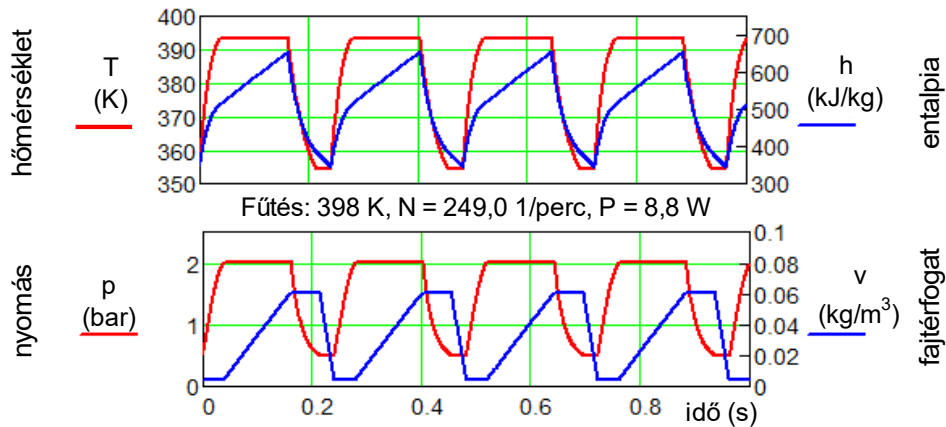
A modell számításánál alkalmazott adatok a következők:

- Egy ciklus munkája: 2,12 J,
- Befektetett hő: 77,61 J,
- Hatásfok: 2.73%,
- Működési frekvencia: 249 1/sec,
- Teljesítmény: 8,8 W,
- Szivattyúzott közeg térfogatárama: 58,6 cm³/sec.

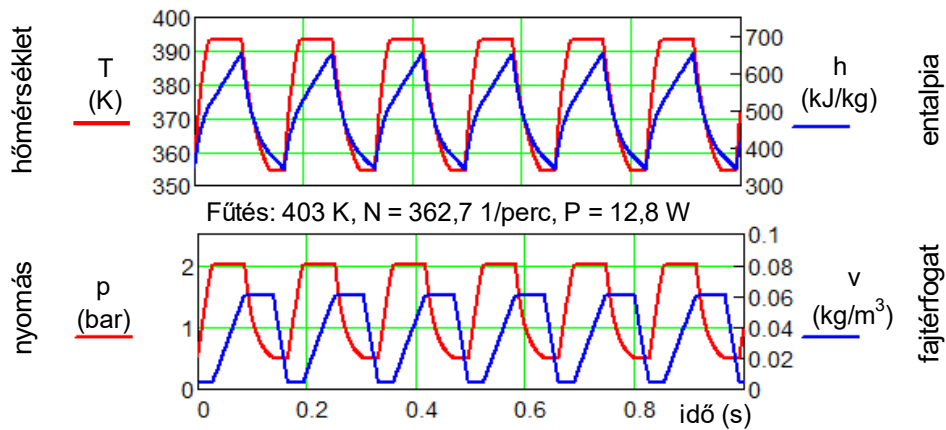
Megjegyzendő, hogy a hatásfok igen kicsi, de a hőmérsékletekből számított Carnot hatásfok (10,1%) is jelzi, hogy alacsony értéknek kell lennie. A lökettérfogatra vetített teljesítmény viszont 0,62 W/cm³ ami messze felülmúlja a hőlégmotorét.

A gép működését jobban szemlélteti, ha ábrázoljuk annak egy másodperc alatti üzemét. Itt már mind a négy mennyiség együtt szerepel (64. ábra). A két további diagramon (65.

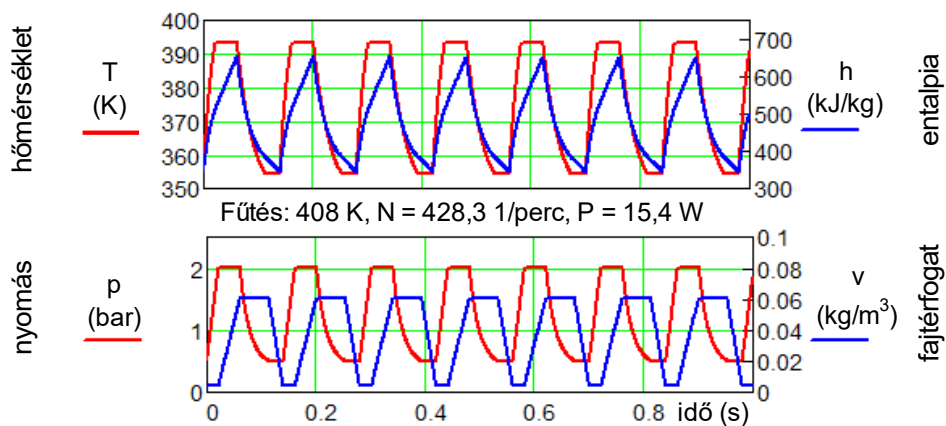
és 66. ábra) gépünk láthatóan igen nagy teljesítmény-növekedéssel reagál néhány fokok fűtőhőmérséklet emelkedésre is.



64. ábra: A fizikai mennyiségek időbeni változása 398 K fűtőhőmérsékletnél.



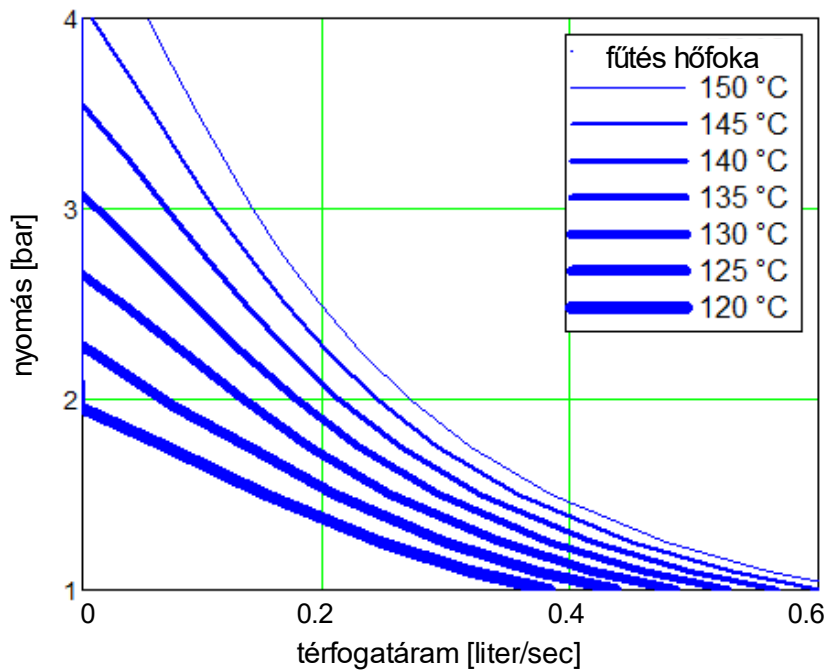
65. ábra: A fizikai mennyiségek időbeni változása 403 K fűtőhőmérsékletnél.



66. ábra: A fizikai mennyiségek időbeni változása 408 K fűtőhőmérsékletnél.

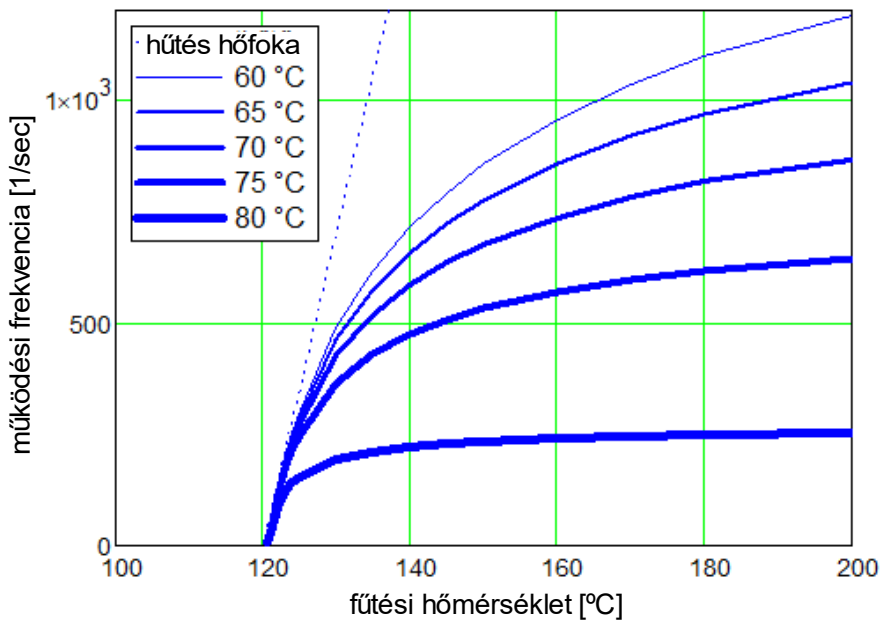
Mivel most a gép szivattyúként üzemel, fel lehet írni a szivattyú jelleggörbéjét is, hiszen a fenti számítás alapján ez már megtehető (67. ábra).

E diagram a nyomás és a térfogatáram összefüggését mutatja különböző fűtési hőmérsékleteken. Természetesen minden más paraméter azonos a fenti számításával.



67. ábra: A szivattyú jelleggörbéje különböző hőmérsékleteken.

A fentiekből a gép teljes hőmérsékletfüggése is kiszámítható. A gép látszólag szokatlanul viselkedik, ennek oka az, hogy a teljesítmény nem csak a fűtés hőmérsékletétől függ, hanem a hűtés hőmérsékletétől is (68. ábra).



68. ábra: A gép üzemének függése a fűtő- és hűtőhőmérséklettől.

Itt is, mint fentebb, minden adat azonos a számításban szereplőkkel, kivéve a hőmérsékleteket és a működési frekvenciát. Mivel térfogatkiszorításos gépről van szó, a térfogatáram és a működési frekvencia egymásba átszámolható.

A kettős hőmérsékletfüggés magyarázata az, hogy hiába fokozom a fűtést, ha nincs elegendő hűtés, ami elszállítsa a hőt. Ezért van az, hogy a jelleggörbék kezdetben igen meredeken indulnak, de aztán ellaposodnak. A görbék kezdeti meredeksége igen nagy (szaggatott vonal), mintegy 70 ciklus/sec növekedés jut minden °C-ra.

Természetesen más munkaközeg esetén más hőmérsékleteket választhatunk. Ekkor is hasonló görbéket kapnánk, de más értékeket. Viszont ennek vizsgálata meghaladná ezen értekezés terjedelmét.

4.2.6.6. MÓDOSÍTÁSI JAVASLATOK, FEJLESZTÉSI LEHETŐSÉGEK

Ezt a kutatási irányt is tovább kell folytatni. Ezt a dugattyúval épült első verziót - mivel nem sikerült a dugattyú tömítettségét megakadályozni - kényszerűen át kellett alakítani membránossá. Viszont a következő verzió eleve membrános lesz, hogy a munkaközeg elvesztését kiküszöböljük. Valamint a megépülő gép anyagait alkalmassá kell tenni illékony és apoláros munkaközeggel való működésre is (például metilalkohol vagy pentán), hogy ezáltal még alacsonyabb hőmérsékletű hőforrásokhoz is adoptálható legyen. E mellett alkalmassá kell tenni arra is, hogy forgattyús mechanizmussal szereljük fel a gépet, hogy a tengelyteljesítménye is hasznosítható legyen.

4.2.6.7. ÖSSZEGZÉS, ALKALMAZÁSI LEHETŐSÉGEK

Ez az új típusú hőerőgép rendkívül sokoldalúan használható erőforrásnak ígérkezik. Az itt ismertetett alkalmazáson kívül például alkalmazható napkollektorok keringető-szivattyújának [73, 74]. Akárcsak a hőlégmotor, képes alacsony hőmérsékletközű hőforrásokkal üzemelni, de teljesítménysűrűsége annál messze nagyobb. Ráadásul ez egy önstartoló gép, azaz külső erőforrás nélkül saját magát hozza működésbe. De van még egy előnye: mint ahogy azt az előző oldalon láthattuk, gépünk kis hőmérséklet-változásra igen nagy teljesítmény-változással válaszol, így bizonyos folyamatoknál, például fűtési vagy hűtési rendszereknél, szabályozó funkciót is elláthat. A felsorolt jellemzők mind értékes tulajdonságok.

5. ÖSSZEFOGLALÁS

E dolgozatban meglehetősen nagy utat jártunk be. Elindultunk az abszorpciós hőszivattyútól, és maga a rendszer, illetve a rendszer munkaközegének fizikai tulajdonságai is modellezésre kerültek. Bár nem ez volt a fő cél, de erre szükség volt a kutatás irányának kijelöléséhez. Az abszorpciós hőszivattyú modelljének vizsgálata során kerestem a megoldásokat a hatásfok növelésére. És noha kicsi a potenciál benne, de egy elektromos energiától független rendszer kialakítását tűztem ki célul és ehhez az oldat keringetésére kellett megoldást találni.

Megjegyzem, nyilván vannak ettől jobb és pontosabb modellek, de azok nem nyilvánosak, hanem komoly cégek szellemi tulajdonát képezik, e munka pedig bárki által hozzáférhető. - Tehát ez is egy hasznos eredmény.

Eljutottunk az oldatszivattyú hajtásáig, aminek kiváltására két lehetséges választ adtunk, két alacsony hőmérsékletű hőforrást hasznosítani képes hőerőgépet.

E két lehetséges gép többre képes, mint az alapprobléma megoldása. Az új típusú hőlégmotor egy meglehetősen jó hatásfokú gép, ami alkalmas például keringető szivattyúk üzemeltetésére, vagy akár kutak szivattyúzására, de akár kisebb energiatermelő funkciók ellátására is.

A gőz munkaközegű gép ezen is túlmutat, hiszen extrém kis hőmérsékletközű hőforrásokkal is képes üzemelni, amely hőforrások szinte szabadon választhatóak, amennyiben ezekhez illeszkedő munkaközeg töltettel látjuk el. Ráadásul szabályozási funkciókat is elláthat, például egy napkollektoros rendszer, vagy egy hűtővíz keringető rendszer szivattyújaként, amelyeket elektromos hajtással és szabályzással oldanak meg. Ráadásul mindkét gép olyan egyszerű, hogy akár az ókorban is megépíthették volna. Természetesen mindkét gép esetében számos további fejlesztésre van szükség.

6. SUMMARY

We have come a long way in this work. We started with the absorption heat pump, and the physical properties of the working fluidum and the working system were also modeled. This was not the main goal, but it was necessary to determine the direction of research. During the examination of the model of the absorption heat pump, I looked for solutions to increase the efficiency. And although the potential in it is small, I aimed to create a system independent of electrical energy, and for this I had to find a solution for the circulation of the working fluidum.

I note that there are obviously better and more accurate models than this one, but they are not public, but are the intellectual property of serious companies, and this work is accessible to anyone. - So this is also a useful result.

We reached the solution pump drive, for which we gave two possible answers. Two heat driven engines, which are able to utilize low-temperature heat sources.

These two negotiated machines are able to solve more than solve the basic problem. The novel hot air engine is a fairly efficient machine, which is suitable, for example, for operating circulation pumps, or for pumping water wells, or even for performing smaller energy-generating functions.

The another engine, which was named here steam pump shows beyond this, as it can also operate with heat sources with an extremely small temperature range, which heat sources can be chosen almost freely, if it is filled with a working medium that matches them. In addition, it can perform control functions, for example as a pump for a solar collector system or a cooling water circulation system, which are solved by electric drive and regulation. Moreover, both machines are so simple that they could have been built in ancient times. Of course, both machines have a lot to improve.

7. Tézisek - Új tudományos Eredmények

1. Elkészítettem egy ammónia-víz rendszerű abszorpciós hőszivattyú körfolyamat mérnöki gyakorlatban alkalmazható matematikai modelljét, amelynek keretében:
 - a. A korábbi szakirodalomtól eltérő közelítő függvényeket dolgoztam ki az ammónia-víz hűtőközegpár anyagjellemzőinek a közelítésére [P2, P4, P6].
 - b. Az elkészített matematikai modell hét jellemző üzemi paraméterének (hőmérsékletek, koncentrációk, hőcserélő hatásfok) hatását vizsgáltam, amely alapján megállapítottam, hogy az energiafelhasználás ezen paraméterek változtatásával jelentős mértékben nem csökkenthető [P3, P5, P7].
 - c. Megállapítottam, hogy az ammónia-víz hűtőkörfolyamat energiafelhasználása a villamos oldatszivattyú kiváltásával csökkenthető.
2. Megalkottam egy újszerű, a szakirodalomban található konstrukcióktól eltérő rendszerű hőlégmotor modelljét [P8, P10], ennek keretében:
 - a. Az elméleti modell vizsgálata során igazoltam, hogy az új konstrukció fajlagos energiafelhasználása kedvezőbb, mint a hagyományos típusoké.
 - b. Elkészítettem az újszerű hőlégmotor prototípusát. A kísérleti vizsgálatok segítségével meghatároztam az újszerű motor nyomásgörbéjét, amelynek segítségével az elméleti modellt validáltam.

3. Megalkottam egy új típusú, gőz munkaközeggel működő szivattyú elméleti modelljét az ammónia-víz rendszerű körfolyamat oldatszivattyújának kiváltására [P9]. Ennek keretében:
- a. Elkészítettem az új típusú gőz munkaközegű szivattyú matematikai modelljét. A modellszámítások alapján megállapítható, hogy fajlagos teljesítménye a jelentősen kedvezőbb, mint a hőlégmotoré, valamint működési frekvenciáját nagymértékben befolyásolja a fűtő és hűtő hőmérséklet,
 - b. Az elkészített prototípus alapján megállapítható, hogy a konstrukció önstartolóan működik, önállóan, külső energiaforrás nélkül indul el.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Elsősorban köszönetet mondok a nyugalmazott, vagy már elhunyt tanárimnak. Dr Kováts Attilának †, aki a kezdetekkor elindított a mérnöki pályán, és Dr Kamondi Lászlónak, aki később meginvitált az MSc képzésre, valamint Dr Tolvaj Bélának † és Dr Tisza Miklósnak †, aki a PhD képzésre hívott.

Természetesen köszönettel tartozom Dr Siménfalvi Zoltánnak és Dr Szepesi L. Gábornak, akik a témavezetést elvállalták, és akiknek a kitartó és odaadó segítsége nélkül nem jutottam volna el ide.

Továbbá köszönet illeti Dr Bencs Pétert, akinek, bár nem lett volna dolga, de jószándékkal és jó ötletekkel segítette a munkámat, akárcsak Bozzay Pétert, akinek ezen kívül még a mérések kivitelezését is köszönhetem.

Külön köszönet illeti Fogarasi Lajost †, néhai mérnökkollégámat és osztálytársamat, aki a kísérleti gépek elkészítésében oly lelkesen segédkezett.

IRODALOMJEGYZÉK

AZ ÉRTEKEZÉS TÉMÁJÁBAN MEGJELENT PUBLIKÁCIÓK

- P1. Krámer Gy., Siménfalvi Z., Szepesi L. G: Ab- és adszorpciós hűtési eljárások áttekintése és összehasonlítása - A review and comparison of ab- and adsoption cooling methods, GÉP, LXV. Évfolyam, 6-7. szám. pp. 66-69, 4 p. (2014)
- P2. Krámer Gy., Siménfalvi Z., Szepesi L. G: Ammónia-víz rendszer adatainak számítása abszorpciós hűtési eljárások tervezéséhez - Calculation of data of ammonia-water system to absoption cooling methods, GÉP, LXV. Évfolyam, 8. szám. pp. 30-33, 4 p. (2014)
- P3. Krámer Gy., Siménfalvi Z., Szepesi L. G: Ammónia-víz rendszerű abszorpciós hűtési folyamat hatásosságának és hőigényének számítási módszere - Method for calculation of effectiveness and heat-request of ammonia-water based absorption cooling system, GÉP, LXVI. Évfolyam, 1. szám. 24-28, 5 p. (2015)
- P4. Krámer Gy., Siménfalvi Z., Szepesi L. G: Modeling of ammonia-water based absorption refrigeration systems – Properties of the refrigerant, Annals of Faculty Engineering Hunedoara, International Journal of Engineering, hunyadvár, 3: 73 pp. 73-76, 4 p. (2015)
- P5. Krámer Gy., Siménfalvi Z., Szepesi L. G: Abszorpciós hűtési rendszer modellezése - Modelling of absorption refrigeration system, Műszaki tudomány az észak-kelet magyarországi régióban, Debreceni Akadémiai Bizottság Műszaki Szakbizottság, (2015) 591 p. pp. 373-379, 7 p.
- P6. Krámer Gy., Siménfalvi Z., Szepesi L. G: Calculation of properties of NH₃-H₂O refrigerant, and modeling of absorption refrigeration systems, MultiScience - XXX. microCAD International Multidisciplinary Scientific Conference, Miskolc, University of Miskolc (2016) Paper: D4_7, 9 p.
- P7. Krámer Gy., Siménfalvi Z., Szepesi L. G: Modelling of ammonia - water based absorption refrigeration systems – The refrigeration circuit, Annals of Faculty Engineering Hunedoara International Journal of Engineering, Hunyadvár, 14: 2 pp. 43-46, 4 p. (2016)

- P8. Krámer Gy., Siménfalvi Z., Szepesi L. G: Novel hot air engine and its mathematical model – Experimental measurements and numerical analysis, *Pollack Periodica: an international journal for engineering and information sciences*, 14: 1 pp. 47-58, 12 p. (2019)
- P9. Krámer Gy., Siménfalvi Z., Szepesi L. G: Új típusú hővel működő szivattyú abszorpciós hűtők elektromos oldatszivattyújának kiváltására - Novel heat driven pump to substitute the electric solution pump in absorption heat pump, *GÉP, LXXIII. Évfolyam, 5. szám.* pp. 44-47, 4 p. (2022)
- P10. Krámer Gy., Siménfalvi Z., Szepesi L. G: Mathematical investigation of sealing inefficiencies of hot air engines and other piston machines, *MultiScience - XXXVI. microCAD International Multidisciplinary Scientific Conference, Miskolc, University of Miskolc, Multidisziplináris tudományok, 13. kötet. 3. sz. (2023), pp. 283-291*

FELHASZNÁLT IRODALOM

- [1] Teverson R., Elliot R., Freer M., Fryer P., Harper G., Koh L., Peters T., Radcliffe J.: *Doing Cold Smarter*, Research project report, Birmingham Energy Institute, University of Birmingham (2015)
- [2] Komlós F., Fodor Z., Kapros Z., Vajda J, Vaszil L. *Hőszivattyús rendszerek*, Kiadvány Heller László születésének centenáriuma. ISBN: 978-963-06-7574-1 (2009)
- [3] Kühn, A.: *Thermally driven heat pumps for heating and cooling. Handbook*, Universitätsverlag der Technische Universität, Berlin, (2013)
- [4] Chakravarthy, V. S., Shah R. K., and Venkatarathnam G.: A review of refrigeration methods in the temperature range 4–300 K. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications* 3.2. (2011).

- [5] Wang, D. C., et al.: A review on adsorption refrigeration technology and adsorption deterioration in physical adsorption systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14.1 344-353. (2010)
- [6] Geng, H., Cui X., Weng J. She H. and Wang W.: Review of experimental research on Joule–Thomson cryogenic refrigeration system. *Applied Thermal Engineering* 157 113640. (2019)
- [7] Baker, P. S.: Investigations on the Ranque-Hilsch (Vortex) Tube. National Laboratory Oak Ridge, TN US, (1954)
- [8] Awasthi, Mayank, and Mali K. V.: Design and development of thermoelectric refrigerator. *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research* 1.3 5418-5421. (2012)
- [9] Timbie, P. T., Bernstein G. M., and Richards P. L.: Development of an adiabatic demagnetization refrigerator for SIRTf. *Cryogenics* 30.3 271-275. (1990)
- [10] Getie, Muluken Z., Lanzetta F., Bégot S., Admassu B. T. and Hassen A. A.: Reversed regenerative Stirling cycle machine for refrigeration application: A review. *International Journal of Refrigeration* 118 173-187. (2020)
- [11] Richardson, R. N., and Evans B. E.: A review of pulse tube refrigeration. *International journal of refrigeration* 20.5. 367-373 (1997)
- [12] Walker, Graham, and Graham Walker.: Gifford-McMahon, Solvay, and Postle Cryocoolers. *Cryocoolers: Part 1: Fundamentals*, 237-263. (1983)
- [13] Radebaugh, R., and Siegwarth J. D.: Dilution refrigerator technology, *Cryogenics* 11.5, 368-384. (1971)
- [14] Mungan, C. E., and Gosnell T. R.: Laser cooling of solids. *Advances in Atomic, Molecular, and Optical Physics*. Vol. 40. Academic Press, 161-228. (1999)
- [15] CrosleyAC inc :https://crosleyautoclub.com/IcyBall/crosley_icyball.html [accessed 21.12.17.]
- [16] Mayor, J. C., and F. J. Mustoe.: Electromechanical heat pumps. No. EIR-372. Eidgenoessisches Institut für Reaktorforschung, (1979)

- [17] Galimova, L. V.: Absorption refrigeration machines and heat pumps. Astrakhan: published by Astrakhan Technical University (1997)
- [18] Von Platen, B. C. and Munters C. G.: Refrigerator. US Patent 1,685,764., Assignee Electrolux Servel Corp. (1928)
- [19] Dannen, G.: The Einstein-Szilard Refrigerators. Scientific American 276.1: 90-95. (1997)
- [20] Zogg, M.: History of heat pumps - Swiss contributions and international milestones. Technical report, Report number: SFOE-280054e, (2008)
- [21] Elvas M. C., Peres I. M., and Carvalho S.: Making science cooler: Carré's apparatus. The Circulation of Science and Technology: Proceedings of the 4th International Conference of the European Society for the History of Science. Barcelona, 18-20. November 2010. Societat Catalana d'Història de la Ciència i de la Tècnica, (2012)
- [22] Glaser, H., and H. Auracher.: Theoretical Cycles of Absorption Heat Pumps. Heat Pump Fundamentals: Proceedings of the NATO Advanced Study Institute on Heat Pump Fundamentals, Espinho, Spain, September 1–12, 1980. Springer Netherlands, (1983)
- [23] Chandra, Arora Ramesh: Refrigeration and air conditioning. PHI Learning Pvt. Ltd., (2012)
- [24] Fedorčák P., Košičanová D., Urka D.: Comparison of energy consumption in compressor and absorption cooling Pollack Periodica, Vol. 7, No. 2, pp. 83–90. (2012)
- [25] Labus, J. M., Bruno C. J., and Coronas A.: Review on absorption technology with emphasis on small capacity absorption machines. Thermal Science 17.3. 739-762. (2013)
- [26] Sun, J., Fu L., and Zhang S.: A review of working fluids of absorption cycles. Renewable and Sustainable Energy Reviews 16.4. 1899-1906. (2012)
- [27] Papadopoulos, Athanasios I., et al.: Absorption refrigeration processes with organic working fluid mixtures-a review. Renewable and Sustainable Energy Reviews 109. 239-270. (2019)

- [28] Víctor Hugo Flores, Jesús Cerezo Román, and Gisela Montero Alpírez: Performance analysis of different working fluids for an absorption refrigeration cycle. *American Journal of Environmental Engineering*, DOI 10. 1-10. (2014)
- [29] Rodríguez-Muñoz, J. L., and Belman-Flores J. M.: Review of diffusion–absorption refrigeration technologies. *Renewable and sustainable energy reviews* 30. 145-153. (2014)
- [30] Salmi W., Vanttola J., Elg, M., Kuosa, M., & Lahdelma, R.: Using waste heat of ship as energy source for an absorption refrigeration system. *Applied Thermal Engineering* 115. 501-516. (2017)
- [31] Hörömpöly I., Kurtz K.: *Különleges autómotorok*. ISBN: 963-10-3874-2, (1981)
- [32] Roper, S.: *Hand-book of Modern Steam Fire-engines: Including the Running, Care and Management of Steam Fire-engines and Fire-pumps*. (1889)
- [33] Biography of Robert Stirling, *Encyclopædia Britannica*, Britannica.com/biography/Robert-Stirling (last visited 10.12.2017)
- [34] Bachelier C.: *Stirling engines, a technology overview*, Research Paper, Royal Institute of Technology, Sweden, (2009)
- [35] Gupta V., Sharma S., Narayan S.: Review of Stirling engines, *Acta Technica Corviniensis, Bulletin of Engineering*, No. 1, pp. 55–58. (2016)
- [36] Kongtragool, B., Wongwises S.: Performance of low-temperature differential Stirling engines, *Renewable Energy* 32.4: 547-566. (2007)
- [37] Cheng, C. H., Han Y. T. and Liu T. S.: Experimental and dynamic analysis of a small-scale double-acting four-cylinder α -type stirling engine, *Sustainability* 13.15: 8442. (2021)
- [38] Keveney M.: *Animated engines*, www.animatedengines.com, 2000, (last visited 10 December 2017).
- [39] Karabulut H., Serdar H. S., Koca A.: Manufacturing and testing of a V-type Stirling engine, *Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences*, Vol. 24, No. 2, pp. 71–80. (2000)

- [40] Pieto J. I., Mendez A.: Comparison between conventional and inverted Ross yoke drive mechanisms, 10th International Stirling Engine Conference, ISEC 2001, Verein Deutscher Ingenieure, Gesellschaft Energietechnik, Osnabrück, Sep 24-26,, pp. 173–180. (2001)
- [41] Tlili I., Musmar S. A.: Thermodynamic evaluation of a second order simulation for yoke Ross Stirling engine, *Energy Conversion and Management*, Vol. 68, pp. 149–160. (2013)
- [42] Maheswaran K. G., Ameer Ahamed M., Karthikeyan N. T., Balachander R.: Design and manufacture of Beta Stirling engine, *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, Vol. 6, Special No. 7, pp. 174–182. (2017)
- [43] Damirchi H., Najafi G., Alizadehnia S., B Ghobadian B., Yusaf T., Mamat R.: Design, fabrication and evaluation of Gamma-Type Stirling engine to produce electricity from biomass for the micro-CHP system, *Energy Procedia*, Vol. 75, pp. 137–143. (2015)
- [44] H. Arafat, K. Shubhra, Sazzad H.: Fabrication & performance test of a low temperature differential Stirling engine, *International Journal of Scientific & Engineering Research*, Vol. 5, No. 1, pp. 706-711. (2014)
- [45] Senft R. James.: *Ringbom Stirling engines*, Oxford University Press, (1993)
- [46] Foster P. R.: Innovative rotary displacer Stirling engine: Sustainable power generation for private and fleet vehicle applications, *Journal of Technology Studies*, Vol. 37, pp. 95–107. (2011)
- [47] Ewing J. A.: *The steam-engine and other heat-engines*, Cambridge University Press, (1910)
- [48] Duffett, Derek.: *Stirling Engines. A Brief Review of Loaded Hot Air Engines*. The Waterworks Museum Hereford. Available at: <http://www.waterworksmuseum.org.uk/app/script/downloadfile.php>. (2014).
- [49] Peabody C. H.: *Thermodynamics of the steam engine and other engines*, In: *Hot air engines, Handbook*, Massachusetts Institute of Technology, (1889)

- [50] http://ridders.nu/Webpaginas/pagina_happer_inw_schuif_2cilinder/inw_schuif_frametekst.engels.htm [accessed 22.11.17.]
- [51] Almen C. G.: Gas absorption refrigerator technology. ABS reftec. 2003. <http://www.absreftec.com/index.html> [accessed 13.09.12]
- [52] Patek, J., and Klomfar J.: Simple functions for fast calculations of selected thermodynamic properties of the ammonia-water system. *International Journal of refrigeration* 18.4. 228-234. (1995)
- [53] Xu, F., and Goswami D. Y.: Thermodynamic properties of ammonia–water mixtures for power-cycle applications. *Energy* 24.6. 525-536. (1999)
- [54] Conde M. R.: Thermophysical properties of NH₃-H₂O solutions for industrial design of absorption refrigeration equipment, Conde Engineering Company, Zürich, (2004)
- [55] McConville, Francis X.: Functions for Easier Curve Fitting. *Chemical Engineering* 115.13. 48. (2008)
- [56] Brown, Oliver L.: The clausius-clapeyron equation. *Journal of Chemical Education*: 28.8 428. (1951)
- [57] Thomson, George W.: The Antoine equation for vapor-pressure data. *Chemical reviews*: 38.1 1-39. (1946)
- [58] Rodgers, R. C. and Hill G. E.: Equations for vapour pressure versus temperature: derivation and use of the Antoine equation on a hand-held programmable calculator. *British journal of anaesthesia*: 50.5 415-424. (1978)
- [59] Manoharan, S., Devarajan, N., Deivasahayam, S. M., Ranganathan, G.: Review on efficiency improvement in squirrel cage induction motor by using DCR technology. *Journal of Electrical Engineering*: 60.4 227-236. (2009)
- [60] Ulanicki, B., Kahler, J., & Coulbeck, B.: Modeling the efficiency and power characteristics of a pump group." *Journal of water resources planning and management* 134.1 88-93. (2008)
- [61] Oza, Virang H., and Nilesh M. Bhatt.: Thermodynamic analysis of ammonia-water absorption refrigeration system with ejector. *International Journal of Mechanics and Solids* 13.2. 95-110 (2018)

- [62] Wu, Wei et al.: Performance of Ground Source Absorption Heat Pump. Absorption Heating Technologies: Efficient Heating, Heat Recovery and Renewable Energy, 147-165. (2020)
- [63] Schouten, B.: Advanced NH₃ based absorption refrigeration cycles: Modelling of the ionic liquid based double-effect cycles. (2017)
- [64] Salhi K., Hadjiat M. M. et Bourabaa A.: Study of a single effect absorption refrigeration system using geothermal sources in Algeria, Revue des Energies Renouvelables, Spécial ICT3-Mena, Bou Ismail 113–119. (2015)
- [65] Oni, Taiwo.: COP analysis of a vapour absorption refrigeration cycle powered by a solar system. 6. 189-194. (2018)
- [66] Arnitz A., Rieberer R.: A thermally driven solution pump for NH₃/H₂O-absorption chillers. International Journal of Refrigeration 104. 404-416. (2019)
- [67] Wang, K., Sanders, S. R., Dubey, S., Choo, F. H., & Duan, F.: Stirling cycle engines for recovering low and moderate temperature heat: A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews 62. 89-108. (2016)
- [68] Sripakagorn A. and Srikam C.: Design and performance of a moderate temperature difference Stirling engine. Renewable Energy 36.6. 1728-1733 (2011)
- [69] Bronstejn, I. N., Musiol, G., Mühlig H., Szemengyajev, K. A.: Matematikai Kézikönyv, VIII. kiadás ISBN: 978-963-2790-79-4 (2004)
- [70] Fonyó Zs., Fábry Gy.: Vegyipari művelettani alapismeretek, Nemzeti Tankönyvkiadó Rt., ISBN: 963 19 5315 7 (1998)
- [71] Faragó I., Horváth R.: Numerikus módszerek, ISBN: 978-963-2794-56-3 (2016)
- [72] Gróf Gy.: Hőközlés, ideiglenes jegyzet, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, 1999.
- [73] Sharma, Mahendra Pal, and Gajendra Singh.: A low lift solar water pump. Solar energy 25.3. 273-278. (1980)
- [74] Wong, Y. W. and Sumathy K.: Solar thermal water pumping systems: a review. Renewable and Sustainable Energy Reviews 3.2-3. 185-217. (1999)