



Pannon Egyetem
Vegyészmérnöki- és Anyagtudományok Doktori Iskola

Szilárd töltetű hőtároló optimális kialakítása

PhD ÉRTEKEZÉS

Készítette:

Borbély Tibor

okleveles gépészmérnök

DOI: 10.18136/PE.2014.571

Témavezető:

Dr. habil. Timár Imre

egyetemi tanár

Pannon Egyetem
Géptan Intézeti Tanszék

2014

SZILÁRD TÖLTETŰ HŐTÁROLÓ OPTIMÁLIS KIALAKÍTÁSA

Értekezés doktori (PhD) fokozat elnyerése érdekében
a Pannon Egyetem, Vegyészmérnöki- és Anyagtudományok
Doktori Iskolájához tartozóan.

Írta:
Borbély Tibor
okleveles gépészmérnök

Témavezető: Dr. habil. Timár Imre

Elfogadásra javaslom (igen / nem)

.....
(aláírás)

A jelölt a doktori szigorlaton % -ot ért el,

Az értekezést bírálóként elfogadásra javaslom:

Bíráló neve: igen /nem

.....
(aláírás)

Bíráló neve: igen /nem

.....
(aláírás)

Bíráló neve: igen /nem

.....
(aláírás)

A jelölt az értekezés nyilvános vitáján% - ot ért el.

Veszprém,

.....
a Bíráló Bizottság elnöke

A doktori (PhD) oklevél minősítése.....

.....
Az EDHT elnöke

TARTALOMJEGYZÉK

KIVONAT	1
ABSTRACT.....	3
AUSZUG.....	4
Jelölésjegyzék	5
1. Bevezetés	16
2. Szakirodalmi összefoglaló	18
2.1. Az optimalásról.....	18
2.1.1. Optimalási módszerek.....	19
2.1.2. Genetikai algoritmus	21
2.2. A napsugárzásról	24
2.3. A szolár energia felhasználási lehetőségei	32
2.4. Közvetlen hőtermelés, villamosenergia-termelés napsugárzásból.....	34
2.5. Hőgyűjtő szerkezetek, hőhordozó közegek.....	34
2.5.1. Napsugárzást nem koncentráló kollektorok.....	35
2.5.2. Napsugárzást koncentráló kollektorok	36
2.6. Hőtárolás	39
2.6.1. A hőtárolás elvi lehetőségei, anyagai.....	41
2.6.2. Rövid időtávú (átmeneti) hőtárolás melegvíz-készítési és fűtési célra.....	46
2.6.3. Megvalósult szezonális hőtárolók melegvíz-készítési és fűtési célra	46
2.6.4. Regenerátorok, mint átmeneti hőtárolók	52
2.7. Villamosenergia-termelés szolár hőerőműben	54
2.7.1. Szolár hőerőművek hőtároló nélkül vagy rövid időtávú (átmeneti) hőtárolóval	54
2.7.2. Szolár hőerőmű szezonális hőtárolóval.....	58

2.8.	Szolár erőművek összhatásfoka.....	59
2.9.	A hőterjedés differenciálegyenlete és annak numerikus megoldása	60
2.9.1.	Szilárd töltetű, érzékelhetőhő-tároló működését leíró differenciálegyenletek	61
3.	Modellalkotás és optimalás.....	66
3.1.	Egyidejű hő- és villamosenergia-termelés lehetőségei szezonális hőtároló alkalmazásával	66
3.2.	A tervezett hőtároló működési körülményei	71
3.3.	A hőtároló kialakításának alapelvei.....	72
3.4.	Rövid ($L/D < 10$) hőtároló töltése és ürítése.....	74
3.4.1.	Rövid hőtároló töltése.....	74
3.4.2.	Rövid hőtároló ürítése.....	76
3.5.	Hosszú ($10 < L/D$) és extra hosszú ($10 \ll L/D$) hőtároló töltése és ürítése.....	78
3.5.1.	Hosszú hőtároló töltése.....	78
3.5.2.	Hosszú hőtároló ürítése	79
3.6.	A rövid és a hosszú hőtároló összehasonlítása.....	81
3.7.	A kaszkád rendszerű hőtároló alapgondolata.....	83
3.8.	Csőcsatornás téglákból felépített hőtároló kialakítása és működése.....	85
3.9.	A csőcsatornás hőtároló geometriája	91
3.10.	A csőcsatornás hőtároló matematikai modellje	94
3.11.	A csőcsatornás hőtároló működését leíró mérlegegyenletek.....	97
3.12.	A csőcsatornás hőtároló működését leíró differenciálegyenletek	99
3.12.1.	A hőterjedést leíró differenciálegyenletek diszkretizálása	102
3.12.2.	A hőátadási tényező számítása.....	106
3.13.	A csőcsatornás hőtároló nyomásesésének számítása	108
3.14.	A csőcsatornás hőtároló tervezési változóinak kiválasztása	110

3.15.	A csőcsatornás hőtároló korlátozási feltételeinek megadása	112
3.15.1.	Az x_1 tervezési változó korlátozási feltételei	112
3.15.2.	Az x_2 tervezési változó korlátozási feltételei	113
3.15.3.	A csőcsatorna d_1 belső átmérőjének korlátozási feltétele	113
3.15.4.	Egész számú korlátozási feltétel	113
3.15.5.	Rejtett geometriai korlátozási feltétel	114
3.15.6.	Nyomásesés korlátozási feltétel.....	114
3.16.	Célfüggvények definiálása az előzetes optimaláshoz	115
3.16.1.	Az optimalási feladat alapadatai az előzetes optimaláshoz	117
3.16.2.	Előzetes optimalás.....	118
3.17.	Az összhatásfok célfüggvény definiálása.....	119
3.17.1.	A Q_{kap} hőmennyiség meghatározása	119
3.17.2.	A $Q_{h\ id}$ hőmennyiség meghatározása.....	119
3.17.3.	A Q_v hőmennyiség meghatározása.....	121
3.17.4.	A Q_{tr} hőmennyiség meghatározása	125
3.17.5.	Kiegészítő adatok az összhatásfok szempontjából optimális tervezési változók meghatározásához.....	126
3.18.	A csőcsatornás hőtároló összhatásfok szempontjából optimális méretei.....	127
3.18.1.	A csőcsatornás hőtároló optimális méretei levegő hőhordozó közeggel	129
3.18.2.	A csőcsatornás hőtároló optimális méretei ionos folyadék hőhordozó közeggel	136
3.19.	Golyótöltetes hőtároló kialakítása és működése	143
3.20.	A golyótöltetes hőtároló geometriája	144
3.21.	A golyótöltetes hőtároló működését leíró mérlegegyenletek	147
3.22.	A golyótöltetes hőtároló működését leíró differenciálegyenletek	147

3.22.1.	A hőterjedést leíró differenciálegyenletek diszkretizálása	149
3.22.2.	A hőátadási tényező számítása.....	149
3.23.	A golyótöltetes hőtároló nyomásesésének számítása	151
3.24.	A golyótöltetes hőtároló tervezési változója	152
3.25.	A golyótöltetes hőtároló korlátozási feltételeinek megadása.....	152
3.25.1.	Az x_I tervezési változó korlátozási feltételei	152
3.25.2.	Rejtett geometriai korlátozási feltétel	152
3.25.3.	Nyomásesés korlátozási feltétel.....	153
3.26.	A golyótöltetes hőtároló optimálási eredményei	154
3.26.1.	A golyótöltetes hőtároló optimális méretei levegő hóhordozó közeggel	154
4.	Összefoglalás.....	158
5.	Tézisek.....	160
6.	Theses	164
7.	Felhasznált irodalom.....	168
7.1.	Felhasznált, nem saját irodalom.....	168
7.2.	Az értekezés témakörében megjelent saját publikációk és konferenciaelőadások.....	175
7.3.	Más témakörben megjelent saját publikációk és konferenciaelőadások	176
	FÜGGELÉK.....	178
	F1 Függelék: A hőterjedés általános differenciálegyenlete	178
	F2 Függelék: Véges differenciák módszere	181
	F3 Függelék: A golyótöltetes hőtárolóban történő hőterjedést leíró differenciálegyenletek diszkretizálása	189
	F4 Függelék: Az optimális kialakítású, levegő hóhordozó közegű csőcsatornás hőtároló megtérülési idejének becslése	193
	Köszönetnyilvánítás	195

KIVONAT

A disszertáció új konstrukciójú, a hőt érzékelhető (szenzibilis) hő formájában tároló, szilárd töltetű hőtároló optimális kialakításával foglalkozik.

A tervezett hőtároló kaszkád rendszerű, spirálszerűen felfűzött áramlási útvonalú, elvi modell, csőcsatornás és golyótöltetes kivitelre kidolgozva.

A tervezett, speciális kialakítás célja a meglévő érzékelhető hő tároló berendezéseknél nagyobb összhatásfok elérése. Ezt a célt a nagy áramlási úthosszú kialakításából fakadó, erőteljes hőmérsékleti rétegződéssel, valamint a kaszkád rendszerű, spirális vonalvezetésű, kis hőveszteséget biztosító töltési és ürítési módszerrel kívánta elérni.

A szerző a tervezett rendszer működésének matematikai leírására a hőterjedés differenciálegyenletének véges differenciák módszerével történő megoldására kidolgozott módszerek egyikét adaptálta. Számítási módszert dolgozott ki a töltés és az ürítés szimulációjára, a szimuláció eredményeiből történő összhatásfok meghatározására. Az összhatásfok a töltési-ürítési ciklus alatt, ténylegesen visszanyerhető hőmennyiségnek (az ideális esetben kiüríthető hőmennyiség és a hőveszteség különbsége) a hőhordozó közeg szállítási elektromos munkaszükségletének hőegyenértékével csökkentett részét viszonyítja a hőtároló maximális érzékelhetőhő-tárolási kapacitásához.

A tervezett hőtároló legjobb összhatásfokot biztosító geometriai méreteit és működési paramétereit genetikai algoritmust használó optimumkereső eljárással határozta meg.

Az értekezés több alkalmazási feladat megoldásain keresztül mutatja be a javasolt szimulációs- és optimumkereső módszereket. Csőcsatornás kivitel esetén gáz és folyadék hőhordozó közegekkel, golyótöltetes kivitel esetén gáz hőhordozó közeggel történtek vizsgálatok.

Az alkalmazási feladatok eredményei bizonyítják, hogy a nagy áramlási úthosszú, többjáratú, spirálisan felfűzött, kaszkád rendszerű hőtárolóval lényegesen nagyobb összhatásfok érhető el, mint az ugyanakkora hőtárolóanyag-mennyiséget tartalmazó egyjáratúval.

A számítási eredmények rávilágítanak arra, hogy a csőcsatornás változat a kisebb áramlási ellenállás miatt nagyobb tárolási összhatásfokú a golyótöltetes változatnál.

Csőcsatornás kialakítás esetében nagyobb összhatásfokot lehet elérni kis belső falvastagságok és a csővezetéknel megszokott áramlási sebességnél jóval kisebb áramlási sebesség esetén.

Folyadék hőhordozó közeggel nagyobb összhatásfokú csőcsatornás hőtárolókat lehetne építeni. Ezek azonban – különösen hőerőművi méretben és szezonális kivitelben – üzembiztonsági szempontból veszélyesebbek, nehezebben karbantarthatók és javíthatók lennének.

Gyakorlati megvalósításra az üzembiztonsági szempontból kedvezőbb, közel légköri nyomású, levegő hőhordozó közegű, többjáratú, csőcsatornás változat ajánlható, amelynek felső hőmérsékletarára is magasabb lehet a folyadék hőhordozó közeggel üzemelő változaténál.

Az érzékenységvizsgálatokból megállapítható, hogy a tervezési változók értékének az optimum közelében történő kismértékű változtatása az összhatásfokot nem változtatja meg jelentősen.

A disszertációban bemutatott szimulációs számítási és az optimumkereső módszer alkalmazható adott tervezési feladatnál az optimális járatszám, geometriai méretek és működési paraméterek meghatározására.

ABSTRACT

This dissertation shows optimal design of a sensible heat store of new construction, filled with solid heat storage material.

The planned heat store has cascade system formed a spiral flow-path layout. This is a conceptual model, worked out for case of pipe-channelled construction and for case of packed bed with ceramic balls.

The aim of the special layout is to realize better overall efficiency than regular sensible heat stores have. By the new construction higher overall efficiency is expected by long flow-path, powerful thermal stratification and spiral flow-path layout which can ensure lower heat loss.

The author shows the calculation method of the simulation of the charge and discharge and the calculation method of the overall efficiency using the results of the simulations.

The geometric sizes and operating parameters of the thermal energy store with the best overall efficiency are calculated by application of Genetic Algorithm (GA).

The results of the calculation tasks show that a thermal energy store with long flow-path, with cascade system formed spiral flow-path layout has much higher overall efficiency than an one-duct, short flow-path thermal energy store which has equal mass of solid heat storage material as the long flow-path one, mentioned before.

AUSZUG

Der Autor beschäftigt sich in seiner Dissertation mit einer optimierten Konstruktion eines Wärmespeichers, welche die sensible Wärme in einer Feststofffühlung speichert.

Der neu konstruierte Wärmespeicher besteht aus spiralförmig geschalteten Kaskaden. Das prinzipielle Model wurde auf mit rohrförmigen Kanälen versehene Körper bzw. auf Kugelfüllung ausgearbeitet.

Der Sinn der spezifischen Gestaltung des Wärmespeichers ist ein besseren Wirkungsgrad zu erreichen, im vergleich zu vorhandenen sensiblen Wärmespeicher. Der bessere Wirkungsgrad wird durch die spiralförmige Anordnung der Kaskaden erreicht. Diese Gestaltung führt zu längeren Strömungsweg, was zu einer kraftvollen Temperaturschichtung verursacht. Diese Gestaltung ist vorteilhaft auch bei Beladung bzw. Entladung des Wärmespeichers.

Der Autor präsentiert eine neue Simulationsmethode zur Berechnung der Beladungs- bzw. Entladungsprozesses und aus dieser Simulation ergebende Wirkungsgradberechnung.

Zu der Berechnung der besten geometrische Abmessungen bzw. besten Betriebsparameter des Wärmespeichers wurde ein Optimierungsverfahren mit genetischen Algorithmen eingesetzt.

Die Ergebnisse der Anwendungsbeispielen bestätigen, dass es mit einer lange Strömungswegen, spiralförmig geschalteten Kaskaden verfügenden Wärmespeicher viel besseren Wirkungsgrad zu erreichen ist, als mit einem selben Stoffmenge beinhaltenden einmal durchgelaufene Wärmespeicher.

Jelölésjegyzék

Mennyiségek:

a_f [m^2/s]:	az áramló hőhordozó közeg hődiffúzitívási tényezője
\underline{a}_h [többféle]:	a tervezési változók alsó határaiból álló oszlopvektor (a vektor elemei különböző mértékegységek lehetnek)
a_p [m^{-1}]:	a hőtároló szilárd töltet szemcséinek felülete az ágytérfogathoz viszonyítva
a_s [m^2/s]:	a szilárd hőtároló anyag hődiffúzitívási tényezője
a_{sp} [m^2/s]:	a szilárd hőtároló anyag effektív hődiffúzitívási tényezője
a_w [m^{-1}]:	a szilárd töltetű ágy külső felülete az ágytérfogathoz viszonyítva
\underline{b}_{eq} [többféle]:	a lineáris egyenlőséggel megadott korlátozási feltételek vektora (oszlopvektor), (a vektor elemei különböző mértékegységek lehetnek)
\underline{b} [többféle]:	a lineáris egyenlőtlenéssel megadott korlátozási feltételek vektora (oszlopvektor), (a vektor elemei különböző mértékegységek lehetnek)
c_f [J/kgK]:	az áramló hőhordozó közeg fajhője
c_s [J/kgK]:	a szilárd hőtároló anyag fajhője
d_s [m]:	két hőtároló járat közötti hőszigetelés vastagsága
d_{sz} [m]:	a gömb alakú töltet szemcse átmérője
d_1 [m]:	a hőtároló csatorna belső átmérője
d_2 [m]:	a hőtároló csatornához tartozó hőtároló anyag keresztmetszet egyenértékű külső átmérője
$f(\underline{x})$ [tetszőleges]:	optimalizációs célfüggvény (a célfüggvény értéke bármilyen mértékegységű vagy mértékegység nélküli lehet)
\underline{f}_h [többféle]:	a tervezési változók felső határaiból álló oszlopvektor (a vektor elemei különböző mértékegységek lehetnek)

\underline{g} [m/s ²]:	gravitációs gyorsulásvektor
$\underline{g}(\underline{x})$ [többféle]:	egyenlőtlenségi korlátozási feltételek vektora (a vektor elemei különböző mértékegységek lehetnek)
$\underline{h}(\underline{x})$ [többféle]:	egyenlőségi korlátozási feltételek vektora (a vektor elemei különböző mértékegységek lehetnek)
i [J/kg]:	tömegegységre vonatkoztatott, fajlagos entalpia
k [mm]:	csőérdesség
k_{alap} [Ft/m ³]:	az alapozás térfogati fajlagos költsége
$k_{\text{ép,szig}}$ [Ft/m ³]:	a hőszigetelés térfogati fajlagos építési költsége
$k_{\text{ép,t}}$ [Ft/kg]:	a téglafalazat tömegfajlagos építési költsége
$k_{\text{hő}}$ [Ft/J]:	a hőenergia fajlagos ára földgáz esetén
k_{szig} [Ft/m ³]:	a hőszigetelés térfogati fajlagos anyagköltsége
$k_{\text{tégla}}$ [Ft/kg]:	a téglafalazat tömegfajlagos anyagköltsége
\dot{m}_f [kg/s]:	az áramló hőhordozó közeg tömegárama
m_s [kg]:	a szilárd hőtároló anyag tömege
n [-]:	a vizsgált, felosztott hossz szakaszainak száma
\underline{n} [-]	a normál-egységvektor
n_c [-]:	a hőtároló járat oldalhossz menti csatornáinak száma
n_j [-]:	a hőtároló oldalhossz menti járatainak száma
p [Pa]:	nyomás
$\Delta p'$ [Pa]:	az áramló hőhordozó közeg nyomásesése
$\Delta p'_{2H}$ [Pa]:	az áramló hőhordozó közeg nyomásesése $L=2H$ hosszön
$\dot{\underline{q}}$ [W/m ²]:	hőáramsűrűség vektor
q_v [W/m ³]	térfogati hőáramsűrűség
r [m]:	a hőtároló vizsgált csatornájának polárkoordinátája
r_1 [m]:	a hőtároló csatorna belső sugara

r_2 [m]:	a hőtároló csatornához tartozó hőtároló anyagkeresztmetszet egyenértékű, külső sugara
r_k [-]:	a numerikus közelítés pontosságának rendje
s [m]:	két csatorna osztástávolsága = egy csatornához tartozó, hatszög alapú hasáb alakú hőtároló anyagrész laptávolsága,
s_h [m]:	két csatorna közötti legkisebb anyagvastagság
t_f [°C]:	az áramló hőhordozó közeg hőmérséklete
t_s [°C]:	a szilárd hőtároló anyag hőmérséklete
t_k [°C]:	környezeti hőmérséklet
u_h [J/m ³]:	térfogategységre vonatkoztatott, fajlagos entalpia
u_k [J/m ³]:	térfogategységre vonatkoztatott, fajlagos mozgási energia
w_f [m/s]:	az áramló hőhordozó közeg átlagsebessége az áramlási csatornában
w_{fmax} [m/s]:	csővezetékben áramló közeg megengedett maximális átlagsebessége
w_{fmin} [m/s]:	csővezetékben áramló közeg megengedett minimális átlagsebessége
x [m]:	a hőtároló vizsgált járatainak hosszkoordinátája
\underline{x} [többféle]:	a tervezési változókból álló oszlopvektor (a vektor elemei különböző mértékegységűek lehetnek)
$\underline{\underline{A}}$ [többféle]:	a lineáris egyenlőtlenséggel megadott korlátozási feltételek mátrixa (a mátrix elemei különböző mértékegységűek lehetnek)
$\underline{\underline{A}}_{eq}$ [többféle]:	a lineáris egyenlőséggel megadott korlátozási feltételek mátrixa (a mátrix elemei különböző mértékegységűek lehetnek)
A_{cj} [m ²]:	egy járat csatornáinak vagy pórusainak összes áramlási keresztmetszete

A_{c1} [m^2]:	egy csatorna áramlási keresztmetszete
A_f [m^2]:	a hőtároló fenekének felülete
A_{hc1} [m^2]:	az egy csatornához tartozó, hatszög alakú keresztmetszet teljes területe
A_j [m^2]:	a golyótöltetes járat üres keresztmetszete
A_{pH} [m^2]:	a hőtároló H magasságú palástjának felülete
A_{pH1} [m^2]:	a hőtároló H_1 magasságú fordulókamráinak palástfelülete
A_s [m^2]:	a szilárd hőtároló anyag áramlásirányra merőleges, összes keresztmetszete
A_{sj} [m^2]:	a szilárd hőtároló anyag áramlásirányra merőleges, egy járatra eső keresztmetszete
A_{sz} [m^2]:	a gömb alakú töltetszemcse felszíne
A_{s1c1} [m^2]:	a szilárd hőtároló anyag áramlásirányra merőleges, egy csatornára eső keresztmetszete
A_t [m^2]:	a hőtároló tetejének felülete
B_f [-]:	hőátadási peremfeltétel együttható az áramló közegben (csőcsatornás hőtárolónál)
B_{fp} [-]:	hőátadási peremfeltétel együttható az áramló közegben (golyótöltetes hőtárolónál)
B_s [-]:	hőátadási peremfeltétel együttható a szilárd hőtároló anyagban (csőcsatornás hőtárolónál)
B_{sp} [-]:	hőátadási peremfeltétel együttható a szilárd hőtároló anyagban (golyótöltetes hőtárolónál)
C [-]:	Courant-szám
D_j [m]:	a golyótöltetes hőtároló járat belső átmérője
D_{sj} [m]:	a hőszigetelt, golyótöltetes hőtároló járat külső átmérője
Fo [-]:	Fourier-szám
H [m]:	a hőtároló egy járatában lévő töltet magassága

H_1 [m]:	a fordulókamra magassága
K_{alap} [Ft]:	az alapozás költsége
K_{ber} [Ft]:	beruházási költség
$K_{\text{ép,szig}}$ [Ft]:	a hőszigetelés építési költsége
$K_{\text{ép,t}}$ [Ft]:	a téglafalazat építési költsége
K_{szig} [Ft]:	a hőszigetelés anyagköltsége
$K_{\text{tégl}}$ [Ft]:	a téglafalazat anyagköltsége
K_f [m]:	a hőtároló fenekének kerülete
L [m]:	a hőtároló vizsgált járatainak összes hossza
L_1, \dots, L_6 [m]:	a csőcsatornás hőtároló járat geometriai méretei (lásd 50. ábra)
L_7, \dots, L_{11} [m]:	a csőcsatornás és a golyótöltetes hőtároló geometriai méretei (lásd 55. és 73. ábra)
$L_{\text{ö}}$ [m]:	a hőtároló járatainak összes hossza
L_z [m]:	a szilárd hőtároló anyag meleg és hideg része közötti, változó hőmérsékletű, átmeneti zóna hossza
N_c [-]:	egy hőtároló járat csatornáinak száma
N_j [-]:	a hőtároló járatainak száma
$N_{j_{2Ht}}$ [-]:	a hőtároló töltésekor egyidejűleg használatban lévő járatpárok átlagos száma
$N_{j_{2Hü}}$ [-]:	a hőtároló ürítésekor egyidejűleg használatban lévő járatpárok átlagos száma
Nu [-]:	Nusselt-szám
P [W]:	teljesítmény
P_E [J/nap]:	villamosenergia-termelés napi hőigénye
P_F [J/nap]:	fűtés napi hőigénye
P_{HMV} [J/nap]:	melegvíz-készítés napi hőigénye
P_S [J/nap]:	napsugárzásból begyűjthető napi hőenergia

$Pr [-]$:	Prandtl-szám (az áramló közeg főtömegében mért hőmérsékleten)
$Pr_w [-]$:	Prandtl-szám (a falhőmérsékleten)
$Q [J]$:	hőmennyiség
$Q_{be\ id} [J]$:	a hőtárolóba a feltöltési idő alatt, gyakorlatilag betölthető hőmennyiség (ideális esetben, vagyis a hőveszteség figyelembevétele nélkül)
$Q_{be\ id1} [J]$:	az első járatra jutó feltöltési idő alatt, a járatba gyakorlatilag betölthető hőmennyiség (ideális esetben, vagyis a hőveszteség figyelembevétele nélkül)
$Q_{be\ id2} [J]$:	az első járatra jutó feltöltési idő alatt, a második járatban megkötött hőmennyiség (ideális esetben, vagyis a hőveszteség figyelembevétele nélkül)
$Q_{h\ id} [J]$:	egy töltési-ürítési ciklus alatt a hőtárolóból hőveszteség nélküli esetben visszanyerhető hőmennyiség (a hőtároló feltöltés utáni és ürítés utáni hőtartalmának különbsége ideális esetben, vagyis a hőveszteség figyelembevétele nélkül)
$Q_{kap} [J]$:	a hőtároló elvi, maximális érzékelhetőhő-tárolási kapacitása a hőhordozó közeg ürítéskori belépő és töltéskori belépő hőmérséklete közötti tartományban
$Q_{kap1} [J]$:	a hőtároló egy járatának elvi, maximális érzékelhetőhő-tárolási kapacitása a hőhordozó közeg ürítéskori belépő és töltéskori belépő hőmérséklete közötti tartományban
$Q_{m\ id} [J]$:	a hőtárolóban az ürítési idő végén bennmaradó hőmennyiségnek az a része, amely a hőhordozó közeggel hosszabb idő alatt kiüríthető lenne (ideális esetben, vagyis a hőveszteség figyelembevétele nélkül)
$Q_{tr} [J]$:	a hőhordozó közeg szállítási elektromos munkaszükségletének hőegyenértéke egy töltési-ürítési ciklus alatt (az a hőmennyiség, amelyből az elektromos munkaszükséglet egy hőerőműben előállítható lenne)

Q_v [J]:	egy töltési-ürítési ciklus alatt, a hőtároló határoló felületén át a környezetbe jutó hőveszteség
Q_{vt} [J]:	egy töltési-ürítési ciklus alatt, a hőtároló tetején át a környezetbe jutó hőveszteség
Q_{vp} [J]:	egy töltési-ürítési ciklus alatt, a hőtároló palástfelületén át a környezetbe jutó hőveszteség
Q_{vpH} [J]:	egy töltési-ürítési ciklus alatt, a hőtároló H magasságú palástfelületén át a környezetbe jutó hőveszteség
Q_{vpH1} [J]:	egy töltési-ürítési ciklus alatt, a hőtároló H_1 magasságú fordulókamráinak palástfelületén át a környezetbe jutó hőveszteség
Q_{vf} [J]:	egy töltési-ürítési ciklus alatt, a hőtároló fenekén és a talajon át a környezetbe jutó hőveszteség
\dot{Q} [W]:	hőáram
\dot{Q}_f [W]:	töltési vagy ürítési hőáram
Re [-]:	Reynolds-szám
S [m]:	szabályos, n-oldalú hasábra írható henger átmérője (ha n páros, akkor megegyezik a hasáb párhuzamos oldallapjainak laptávolságával)
S_j [m]:	a hőszigetelt, csöcsatornás hőtároló járat laptávolsága
S_t [m]:	a szabályos hatszög alapú hasáb alakú hőtároló laptávolsága
V_{alap} [m ³]:	a beton alap térfogata
V_{agy} [m ³]:	a hőtároló összes ágytérfogata (a szilárd töltet és az áramlási csatornák együttes térfogata)
\dot{V}_f [m ³ /s]:	az áramló hőhordozó közeg térfogatárama
V_f [m ³]:	a hőhordozó közeg által a hőtárolóban elfoglalt csatornatérfogat, pórustérfogat

V_s [m^3]: a szilárd hőtároló anyag összes anyagtérfogata (a csatornatérfogat, pórustérfogat nélkül)

V_{sz} [m^3]: a gömb alakú töltéscemse térfogata

V_{szig} [m^3]: a hőszigetelés térfogata,

Görög betűk:

α_{bf} [W/m^2K]: belső hőátadási tényező a fenék felett

α_{bp} [W/m^2K]: belső hőátadási tényező függőleges fal mellett

α_{bt} [W/m^2K]: belső hőátadási tényező a tető alatt

α_f [W/m^2K]: az áramló hőhordozó közeg hőátadási tényezője

α_k [W/m^2K]: külső hőátadási tényező

δ_{ba} [m]: a beton alap vastagsága

δ_{pe} [m]: a hőtároló padlózatának egyenértékű vastagsága

δ_{sz} [m]: a hőtároló külső hőszigetelésének vastagsága

ε [-]: a szilárd töltetű ágy porozitása

κ_f [W/m^2K]: hőátzármaztatási tényező a hőtároló belső tere és a környezet között, a hőtároló fenekén keresztül

κ_p [W/m^2K]: hőátzármaztatási tényező a hőtároló belső tere és a környezet között, a hőtároló palástfelületén keresztül

κ_t [W/m^2K]: hőátzármaztatási tényező hőtároló belső tere és a környezet között, a hőtároló tetején keresztül

κ_w [W/m^2K]: hőátzármaztatási tényező a hőhordozó közeg és a környezet között

λ_{ba} [W/mK]: a beton alap hővezetési tényezője

λ_{effx} [W/mK]: effektív hővezetési tényező egyfázisú modellre hosszirányban

λ_{effr} [W/mK]: effektív hővezetési tényező egyfázisú modellre sugárirányban

λ_f [W/mK]:	az áramló hőhordozó közeg hővezetési tényezője
λ_{fr} [-]:	csősúrlódási tényező
λ_{feffx} [W/mK]:	az áramló hőhordozó közeg effektív hővezetési tényezője hosszirányban
λ_{feffr} [W/mK]:	az áramló hőhordozó közeg effektív hővezetési tényezője sugárirányban
λ_s [W/mK]:	a szilárd hőtároló anyag hővezetési tényezője
λ_{seffx} [W/mK]:	a szilárd hőtároló anyag effektív hővezetési tényezője hosszirányban
λ_{seffr} [W/mK]:	a szilárd hőtároló anyag effektív hővezetési tényezője sugárirányban
λ_{sz} [W/mK]:	a hőtároló külső hőszigetelésének hővezetési tényezője
λ_t [W/mK]:	a talaj hővezetési tényezője
η_{t1} [-]:	az első járatra vonatkozó feltöltési határfok
ν_{t1} [-]:	az első járatra vonatkozó feltöltési veszteségtényező
$\eta_{\bar{o}}$ [-]:	a hőtároló összhatásfoka
$\eta_{\bar{o}h}$ [-]:	az villamosenergia-termelés összhatásfoka hőerőműben
ν_f [m ² /s]:	az áramló hőhordozó közeg kinematikai viszkozitása
ρ_f [kg/m ³]:	az áramló hőhordozó közeg sűrűsége
ρ_s [kg/m ³]:	a szilárd hőtároló anyag sűrűsége
τ [s]:	idő
τ_{max} [s]:	a vizsgálat időtartama
τ_{mt} [s]:	megetérülési idő
τ_t [s]:	a hőtároló töltési időtartama
$\tau_{\bar{u}}$ [s]:	a hőtároló ürítési időtartama
ψ_f [W/mK]:	a hőtároló fenék vonalmenti hőátszármaztatási tényezője

Felső index:

k: az időlépés sorszáma

Kiegészítő alsó indexek:

i, n: a hosszirányú (x-irányú) osztópont sorszáma

j, m: a sugárirányú (r-irányú) osztópont sorszáma

köz: számtani közepes érték

tk: a töltés kezdeti állapota

tv: a töltés végállapota

ük: az ürítés kezdeti állapota

üv: az ürítés végállapota

Angol rövidítések:

ATES: Aquifer Thermal Energy Storage (földalatti természetes vízközet hőtároló)

BTES: Borehole Thermal Energy Storage (talajszondás hőtároló)

CHP: Combined Heat and Power (kapcsolt hő- és villamosenergia-termelés)

CSPP: Concentrating Solar Power Plant (fókuszált napenergiás hőerőmű)

DTES: Duct Thermal Energy Storage (becsövezett vagy talajszondás = borehole hőtároló)

LHTES: Latent Heat Thermal Energy Storage (rejtetthő-tároló)

PCM: Phase Change Material (fázisváltó anyag)

PTES: Pit Thermal Energy Storage (gödör, medence hőtároló)

PVPP: Photovoltaic Power Plant (napelemes erőmű)

STES: Seasonal Thermal Energy Storage (szezónális hőtároló)

STTS:	Short Term Thermal Storage (átmeneti hőtároló)
TTES:	Tank Thermal Energy Storage (tartály hőtároló)
UTES:	Underground Thermal Energy Storage (földalatti hőtároló)
WTES:	Water Thermal Energy Storage (víz hőtároló)
WGTES:	Water-Gravel Thermal Energy Storage (víz-kavics hőtároló)

1. Bevezetés

Az emberiség történelmével egyidős törekvés a természet erőinek munkára fogása, hasznosítása saját céljainak érdekében. Ha ezek az erőforrások nem állnak folyamatosan, elégséges mennyiségben rendelkezésre, akkor meg kell oldani a minél kisebb veszteséggel történő tárolásukat. Ilyen törekvés a napsütés energiájának begyűjtése és tárolása a teljes évi hő- és villamosenergia-szükséglet biztosítására.

A hőtárolás lehetséges. A hőtároló megépítése azonban nyilvánvalóan nagyon költséges beruházás. A begyűjtött hő teljes egészében nem tárolható be a hőtárolóba, a betárolt hő nem üríthető ki teljes mértékben a hőtárolóból, hőtárolás során pedig hőveszteség lép fel, ezek mind veszteségek (költségek). A hőtároló töltésének és ürítésének (üzemeltetésének) energiaigénye (költsége) van.

Miután jelenleg a gazdaság legfőbb mozgató ereje a profit, a napsugárzásból begyűjthető hő tárolására alkalmas, szezonális hőtároló megvalósításába csak akkor fektetnek be, ha az olcsóbb energiaforrások már kimerültek vagy kimerüléshez közeli állapotba kerültek. A tőkét sajnos egyáltalán nem érdekli a Föld állapota, kizárólag akkor áldoz kutatásokra, ha működési bázisa kimerülni látszik, vagy extraprofitot remél. Az új lehetőségek elméleti és kísérleti kutatásának célja, hogy még az olcsóbb energiaforrások kimerülése előtt készen legyenek az új technológiák.

Mindezek miatt az ipari méretű hőtárolás gyakorlati megvalósításának legfőbb feltétele: a költségek szempontjából leggazdaságosabb, vagyis optimális konstrukció kialakítása. A külső, belső geometriai méreteknek és a szerkezeti anyagoknak olyan kombinációját kell kiválasztani, amelyik a beruházási és az üzemeltetési költségek szempontjából optimális megoldást adja.

Egy összetett rendszer vagy berendezés szinte mindenre kiterjedő vizsgálata nehezen kezelhető, hosszadalmas számításokat igénylő matematikai modell megalkotását igényli, ezért egyszerűsítésekre van szükség. Ki kell választani a vizsgálati cél szempontjából lényeges mennyiségeket. A véges időn belül elvégezhető számítások érdekében gyakran átlagos értékekkel vagyunk kénytelenek számolni, akkor is, ha azok jelentősen változnak. További egyszerűsítési lehetőség a probléma részekre bontása és azok külön-külön történő vizsgálata.

Jelen dolgozat előzményeként a szilárd töltetű, érzékelhető hőt tároló berendezés befoglaló geometriai méreteinek, hőszigetelésének költség szempontú, optimális kialakításával Árpád István foglalkozott. Ebben a témában elkészült PhD dolgozatának címe: *„Energetikai berendezések hőszigetelésének optimalítása. A hőtárolás kérdései a napenergia-hasznosításban.”* Kutatási eredményeinek összefoglalója a 2.6. fejezetben olvasható.

A hőtároló optimális kialakításának elengedhetetlen feltétele, hogy a hőtároló belső geometriája és az üzemeltetési paraméterek biztosítsák a betárolni kívánt hő minél nagyobb részének betölthetőségét az adott hőtároló anyag tömeget tartalmazó hőtárolóba, lehetőleg kis üzemeltetési munkaszükséglettel. Ez a cél erőteljes hőmérsékleti rétegződéssel érhető el. Az erőteljes hőmérsékleti rétegződést leginkább a szilárd hőtároló anyag kis hővezetési úthossza és a hőhordozó közeg nagy áramlási sebessége segíti elő, ez utóbbi viszont növeli az üzemeltetés munkaszükségletét. A geometriai méretek és az üzemeltetési paraméterek optimális kombinációja nyilván kompromisszumos megoldás lesz.

A technikai fejlettség jelenlegi szintjén csak egészen új területeken érhető el jelentős fejlesztési lépés egyszerű, de zseniális megoldásokkal. A már részletesen kutatott területeken csak egyre bonyolultabb megoldásokkal lehet elérni némi teljesítmény- vagy hatásfok-növekedést. A fejlesztőknek – lehetőség szerint – törekedniük kell az egyszerűbb, biztonságosabb megoldásokra is.

Rövid időtávú (átmenti) hőtárolók léteznek már alacsony tárolási hőmérsékletre, családi ház melegvíz- és fűtéstámasztási hőigényeihez igazított méretben, magas tárolási hőmérsékletre pedig hőerőművi méretben.

Szezonális hőtárolókat is építettek már alacsony hőmérsékletre, kisebb falu melegvíz- és fűtési hőigényeit kielégítő méretben.

Magas hőmérsékletű, nagyméretű, szezonális hőtárolókat, amelyek melegvíz-, fűtési hőigény és erőművi hőigény kielégítésére is használhatók, még nem építettek.

Az értekezés témája ezen az eddig csak részlegesen kutatott területen új rendszerű, azon belül optimális megoldás számítási módszerének megalapozása és alkalmazási feladaton keresztül történő bemutatása a saját fejlesztés, valamint a hőtárolás területén már meglévő és más, eltérő területeken fellelhető megoldások ötvözésével.

2. Szakirodalmi összefoglaló

2.1. Az optimalásról

Az emberek napi tevékenységük során akarva-akaratlanul is keresik az elvégzendő feladat optimális megoldását. Az optimális megoldás egy valamilyen szempontból fontosnak tartott mennyiség szélsőérték helyénél van.

A legtöbb gyakorlati feladatnak több jó megoldása is van. Az optimalás célja az adott körülmények között elérhető, lehető legjobb megoldás kiválasztása.

A tervezési változók azok a mennyiségek, amelyek értékeinek változását az optimumkeresés során bizonyos megkötések mellett megengedjük.

Az x_1, x_2, \dots, x_n tervezési változókból álló vektor

$$\underline{x} = [x_1, x_2, \dots, x_n]^T. \quad (1)$$

A legjobb megoldás kiválasztásának szempontjait összegző célfüggvényt a tervező határozza meg. A kiválasztási szempontokat gyakran gazdaságossági elveknek vetik alá (legkevesebb anyagfelhasználás, legkisebb tömeg, legkisebb költség, legnagyobb határfok). Ugyan előfordul az is, hogy fogyasztói társadalom szülte minimális költségre való törekvés néha a természeti környezet megóvását eredményező megoldáshoz vezet, de ez sajnos nem szokott alapvető cél lenni.

A célfüggvény lehet a tervezési változók értékéből egyszerűen kiszámítható mennyiség (függvény), de lehet a tervezési változók értékeiből kiinduló, numerikus szimuláció eredményeiből számítható mennyiség is. Léteznek olyan optimalási feladatok is, amelyek leírása csak több, különböző célfüggvény egyidejű alkalmazásával oldható meg. A többcélű optimalást az egyes célfüggvények súlyozó tényezőkkel történő összegzésével egycélű optimalásra szokták visszavezetni.

Az egycélű optimalási feladat a következőképpen fogalmazható meg: keressük a tervezési változók vektorának azt az értékét, amelyre a célfüggvény

$$f(\underline{x}) \text{ minimális (vagy maximális),} \quad (2)$$

miközben

$$g_j(\underline{x}) \leq 0, \quad \text{ahol } j=1, 2, \dots, p, \quad (3)$$

és

$$h_j(\underline{x})=0, \quad \text{ahol } j=p+1, \dots, p+q. \quad (4)$$

A (3) és (4) összefüggéseket korlátozási feltételeknek nevezzük. A célfüggvény, valamint a korlátozási feltételek lehetnek a tervezési változók lineáris és nemlineáris függvényei. A nemlineáris korlátozási feltételek lehetnek explicit vagy implicit alakúak. Továbbá a korlátozási feltételek – hasonlóan a célfüggvényekhez – lehetnek a tervezési változók értékeiből kiinduló, numerikus szimulációk eredményeiből számítható mennyiségekre vonatkozó feltételek is.

A (3) összefüggéssel megadott egyenlőtlenségi feltétel a tervezési változók n -dimenziós terében p darab, n -dimenziós felülettel határolja le a megengedett tartományt, a (4) összefüggéssel megadott egyenlőségi feltétel q darab, n -dimenziós felület pontjaira korlátozza a tervezési változók megengedett értékeit, amelyek halmazán a célfüggvény szélsőértékét keressük. A gyakorlatban egyenlőségi feltételek ritkán fordulnak elő.

A korlátozási feltételek által meghatározott, megengedett tartományban az $f(\underline{x})$ célfüggvénynek – a lehetséges több lokális szélsőértéke mellett – egy globális szélsőértéke van. Konvex megengedett tartomány és szigorúan monoton célfüggvény esetén a lokális szélsőérték egyben globális szélsőérték is.

2.1.1. Optimálási módszerek

Az optimumkereső eljárások sokféle szempont szerint csoportosíthatók. Az [1] és [2] irodalom szerinti csoportosítási lehetőségek a következők.

A megoldás matematikai módszere szerint:

- analitikus módszerek: differenciálszámítási és variációszámítási módszereket használnak,
- numerikus módszerek: a lineáris és nemlineáris programozás iterációs műveleteit használják,
- vegyes analitikus-numerikus módszerek.

A korlátozások szempontjából:

- feltétel nélküli,
- feltételes (léteznek a korlátozási feltételeket büntetőfüggvényekkel a célfüggvényhez adva korlátozás nélküli feladattá alakító, feltételes optimáló módszerek is).

A változók száma szempontjából:

- egyváltozós,
- többváltozós.

A változók típusa szempontjából:

- diszkrét,
- folytonos.

A célfüggvények száma szempontjából:

- egycélfüggvényes,
- többcélfüggvényes.

Az optimálás összetettsége szempontjából:

- egyszintű,
- többszintű.

A deriváltakat nem használó (nulladrendű), numerikus módszerek csak a célfüggvény értékeit használják, sok pontban számolnak, nagy számításigényűek, általában lokális szélsőértéket szolgáltatnak. Néhány ezek közül:

- Box-féle komplex módszer (Box, 1961),
- Rugalmas tolerancia módszere (Himmelbau, 1982),
- Hillclimb módszer (Rosenbrock, 1960),
- Backtrack módszer (Walker, 1960),
- Monte-Carlo módszer,
- Szimulált lehűtés,
- Tabu keresés.

Az elsőrendű deriváltakat használó módszerek hatékonyabbak a nulladrendű módszereknél, de analitikusan vagy numerikusan elő kell állítani az első deriváltat:

- Optimalitási kritériumok módszere (Kuhn-Tucker, 1951)
- SUMT módszer (Sequential Unconstrained Minimisation Technique) (Fiacco, McCormick, 1968),
- Davidon-Fletcher-Powell módszer (1959-1963).

A másodrendű deriváltakat használó módszerek:

- Newton módszer,
- Szekvenciális kvadratikus programozás (Stoer, 1985).

Időrendben párhuzam vonható a számítástechnika fejlődése és az optimalizációs módszerek fejlődése között. A számítógépek használatának általánossá válása előtt elsősorban az analitikus (kevesebb számítást igénylő), gradiens alapú módszerek fejlődtek. A számítógépek használatának elterjedését követően a nagyszámú, párhuzamos számítást igénylő, kimerítő keresésen és véletlent használó keresésen alapuló módszerek is fejlődésnek indulhattak [3].

A kimerítő módszerek a megengedett tartományt egyenletesen beosztva, szisztematikusan vizsgálják végig, a keresés végén szolgáltatnak a globális optimumhoz közeli értéket.

A véletlent használó módszerek a megengedett tartomány kiterjedt és irányított vizsgálatára céltudatos és véletlen lépéseket is alkalmaznak. Időben nem gyorsabbak a kimerítő módszereknél, egyáltalán nem biztos, hogy megközelítik a globális optimumot. Minden fentebb említett nulladrendű és némelyik deriváltakat használó módszer is alkalmaz véletlen lépéseket.

2.1.2. Genetikai algoritmus

A természetben megfigyelhető evolúciós mechanizmusra épül a véletlenszerű lépéseket is tartalmazó, többpontos, párhuzamos keresésen alapuló genetikai algoritmus (Holland, 1975), amely a korábban megalapozott evolúciós stratégiák és evolúciós programozás nevű módszerekből fejlődött ki [3].

A megengedett tartomány n -dimenziós térnek pontjai alkotják az optimalizációs feladat lehetséges megoldásait, amelyeket egyedeknek neveznek. Az egyedek kiválasztott,

véges számú, időben egyszerre létező halmaza az aktuális populáció. A populáció egyedeinek jóságértéke (fitness függvény értéke) lehet maga a célfüggvény értéke vagy egy abból célszerűen számított másik mennyiség. A populáció egyedeit egy kromoszómaszerű adatszerkezetben tárolják. Az aktuálisan létező populáció egyedeiből genetikus műveletekkel (keresztezés, mutáció) jönnek létre az új generáció egyedei. A következő populáció állhat:

- csak az új generáció egyedeiből (utódokból),
- a régi populáció és az új generáció egyedeiből (szülőkből és utódokból).

Az adott populáció egyedeinek kiválasztása genetikus műveletek vagy továbbélés céljára az egyedek jósági értékével összefüggő valószínűség szerint történik, az új generáció egyedeinek selejtezése úgyszintén. A jó tulajdonságokkal rendelkező egyedek nagyobb valószínűséggel szaporodnak, élnek tovább, a rosszabb tulajdonságú egyedek kisebb valószínűséggel szaporodnak, nagyobb valószínűséggel halnak ki.

Az új generációk létrejötte ciklikusan ismétlődik, az újabb populációkban egyre több, jó tulajdonsággal rendelkező (az optimálisához közeli) egyed lesz.

A ciklus lépései:

- kezdeti populáció véletlenszerű vagy irányított létrehozása,
- az egyedek jóságának kiszámítása,
- a szülők kiválasztása valószínűségi elvek alapján,
- új egyedek létrehozása két-két szülő keresztezésével,
- a régi és új egyedek egy részének mutációja valószínűségi elvek alapján,
- az új populáció összeállítása (reprodukciónak) a régi populációból (szülők) és/vagy az új generációból (utódok).

A ciklus a kilépési feltétel teljesüléséig ismétlődik, amely lehet:

- adott számú generáció lefutása (a kilépés független az aktuális populáció egyedeinek jóságától),
- az aktuális populáció vagy a legjobb egyed konvergenciája.

A szülők keresztezése a jobb egyedek felé, a mutáció és valószínűségi elvek alkalmazása (a rosszabb tulajdonságú egyedek sincsenek kizárva a szaporodásból és a túlélésből) a keresési tér alaposabb bejárása felé viszi a genetikai algoritmust.

A keresési tér még jobb bejárását biztosítja egy populáció helyett több, elkülönülten élő alpopuláció, amelyek néhány generációnként, részlegesen kereszteződnek egymással is.

2.2. A napsugárzásról

A Földön hozzáférhető energiafajták döntő többsége (az atomenergia, a geotermikus energia és az ár-apály energia kivételével) közvetve vagy közvetlenül a Naptól származik.

A nem megújuló energiahordozók véges mennyisége és a természeti környezet megóvása egyaránt szükségessé teszik a megújuló energiaforrások gyakorlati felhasználási lehetőségeinek kutatását.

A főbb megújuló energiaforrások: a napenergia, a szélenergia, a vízenergia, a biomassza, a geotermikus energia és az ár-apály energia. A megújuló erőforrások egy részének végső forrása a Nap, amelynek energiája (az emberiség igényeihez mérten) gyakorlatilag kimeríthetetlen, és emberi léptékkel mérve beláthatatlan ideig, változatlan formában rendelkezésre fog állni.

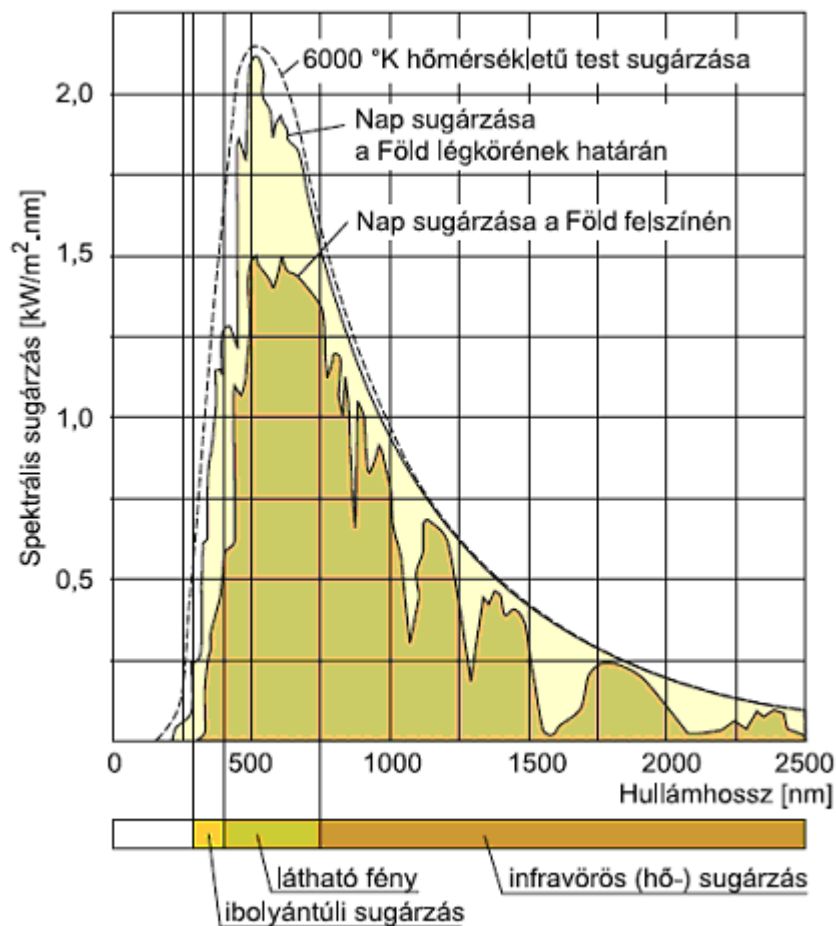
A Nap főbb adatai [4]:

kora:	$4,6 \cdot 10^9$ év,	
tömege:	$1,989 \cdot 10^{30}$ kg (332 830 \times Föld-tömeg),	
átmérője:	1 390 000 km (109 \times Föld-átmérő),	
térfogata:	1 300 000 \times Föld-térfogat,	
közepes sűrűsége:	1410 kg/m ³ ,	
egyenlítői nehézségi gyorsulás:	274 m/s ² ,	
maghőmérséklete:	14-16 millió K,	
felszíni hőmérséklete:	5785 K,	
a napkorona hőmérséklete:	1-2 millió K,	
sugárzási teljesítménye:	$3,86 \cdot 10^{23}$ kW,	
tömegvesztesége:	109 kg/s.	
Összetétel (kémiai elem)	felszíni	központi
hidrogén:	70%	35%,
hélium:	28%	63%,
egyéb:	2%	2%.

A Nap kisugárzott energiája a hidrogén termonukleáris fúziójából származik. A Nap tömegének kb. fele alakult át eddig héliummá, a termonukleáris hőtermelés tehát még kb. 5 milliárd évig biztosított.

A Nap sugárzási teljesítményéből a Föld részesedése $173 \cdot 10^{12}$ kW [5], az ebből származó energiamennyiség egy óra alatt több mint az emberiség teljes éves energiafelhasználása.

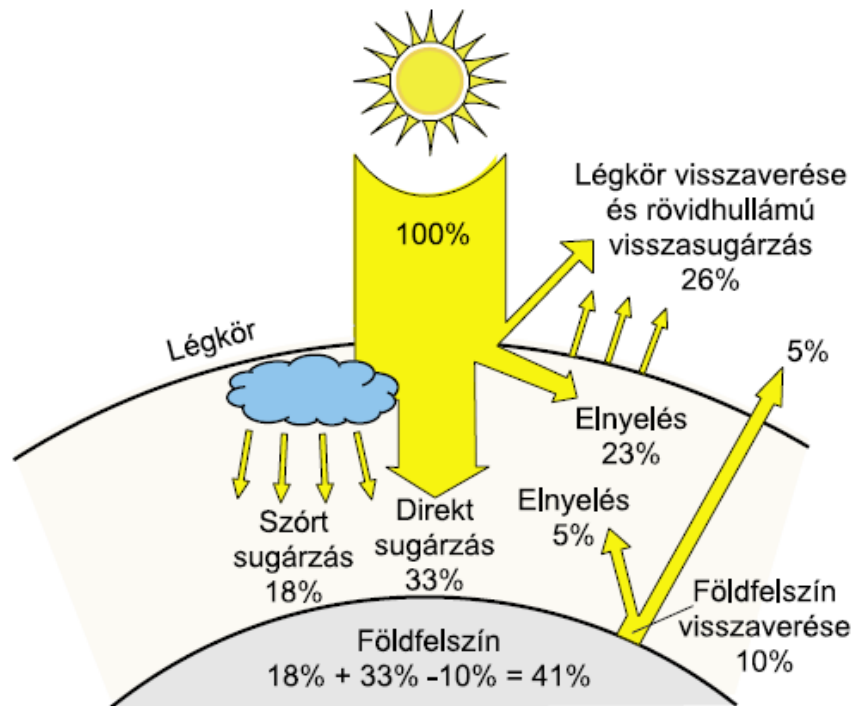
Az 5785 K felszíni hőmérsékletű Nap által kibocsátott sugárzás intenzitáseloszlása a hullámhossz függvényében a légkör külső határán, valamint a földfelszínen az 1. ábrán látható. Az eloszlásgörbe alatti terület a napsugárzással érkező hőáramsűrűség (intenzitás).



1. ábra A napsugárzás spektrális eloszlása [7]

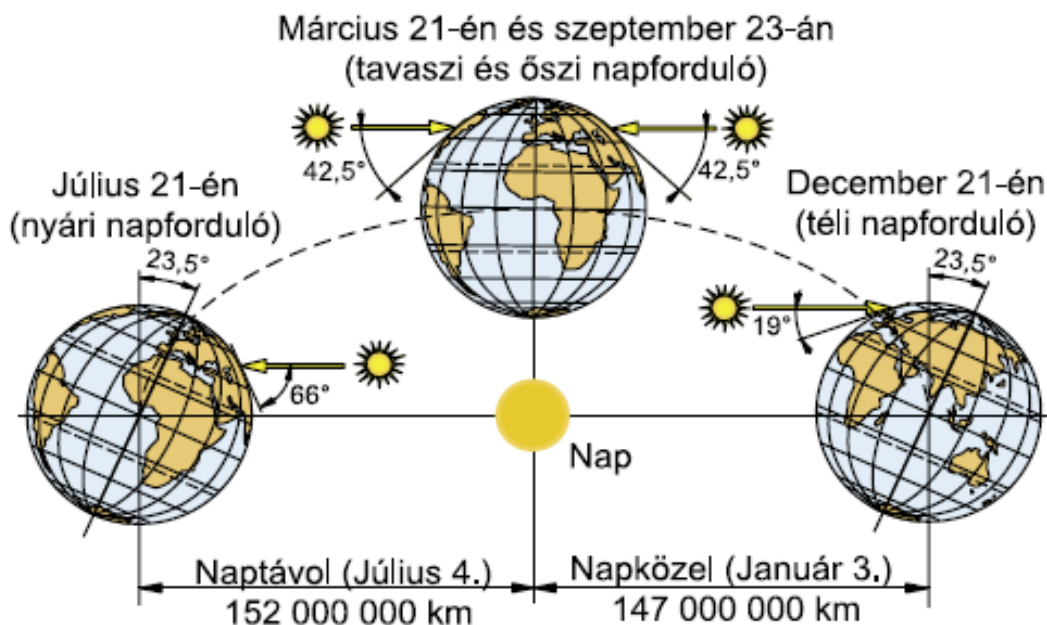
A légkör külső határára érkező napsugárzás intenzitása 1352 W/m^2 [5]. Ennek egy része visszaverődik a légkörről a világűrbe. A légkörbe bejutó sugárzás egy része elnyelődik a légkörben, más része egyenes vonalban eléri a földfelszínt (direkt

sugárzás), harmadik része a légkörben lévő anyagokon történő szóródás után szintén eléri a földfelszínt (diffúz sugárzás). A földfelszínről is visszaverődik a direkt sugárzás egy része, amely részben szintén elnyelődik a légkörben, részben kisugárzódik a világűrbe. A légkör maga is sugároz a világűrbe. A hozzávetőleges mennyiségi viszonyokat a 2. ábra mutatja. A földfelszínre elérő direkt és szórt sugárzás összegét globális sugárzásnak nevezzük.



2. ábra A napsugárzás földi energiamérlege [7]

A Föld Nap körüli pályájának alakja és a Föld forgástengelyének a keringési síkkal bezárt szöge miatt a földfelszínre elérő napsugárzás intenzitása az év folyamán változik. A téli időszakban nem csak a napsütés időtartama rövidebb és a beesés szöge kisebb, hanem a napsugárzás légkörben megtett útja is hosszabb, ami tovább csökkenti a földfelszínre elérő sugárzás intenzitását. Az évszakok közötti különbségeket a 3. ábra szemlélteti.



3. ábra A napsugárzás beesési szögének változása Magyarországon, az év folyamán [7]

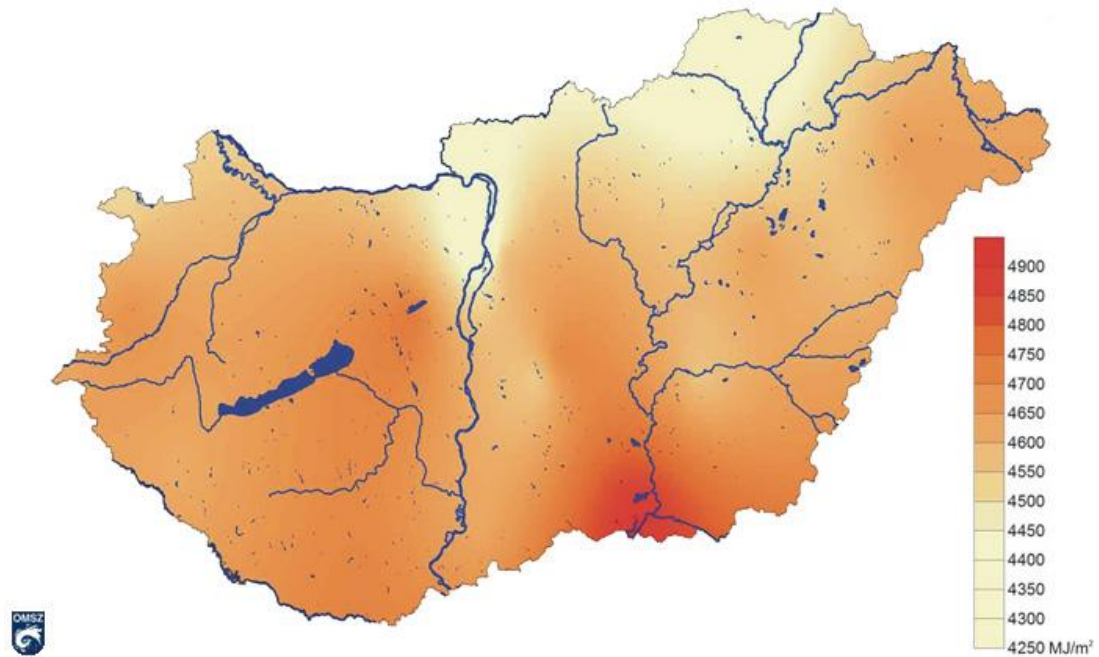
A légkörnek a napsugárzás intenzitását csökkentő hatása a Föld-Nap helyzettől és a légszennyezettségtől függ, időben lassan változó. A felhőzet és a köd sugárzást csökkentő hatása ennél jelentősebb és időben gyorsan változó. Magyarországon a földfelszínre érő sugárzás intenzitása nyáron, felhőtlen égboltnál, a déli órákban elérheti az 1000 W/m^2 -t. Kedvezőtlenebb viszonyok között (más időpontban, felhősebb időben) ennél kevesebb. A Meteorológiai Világszervezet (World Meteorological Organization – WMO) szerint akkor „süt a Nap”, ha a direkt sugárzás erőssége meghaladja a 210 W/m^2 értéket.

A Föld egy adott pontján a felhőzet gyakoriságára, a derült és borult napok számára és a földfelszínen mérhető napsugárzás intenzitására sok éves, méréseken alapuló meteorológiai adatok állnak rendelkezésre.

A magyarországi napsugárzási adatokat az Országos Meteorológiai Szolgálat (OMSZ) kezdte mérni az 1950-es évek végén. Jelenleg a vízszintes felületre érkező globális- és diffúz sugárzást, valamint a sugárzás irányára merőleges felületre érkező direkt sugárzást mérik [9].

Magyarországon a napsütéses órák átlagos száma évi 2100 óra. A vízszintes felületre érkező napsugárzásból származó hőmennyiség $\sim 4608 \text{ MJ/m}^2\text{év}$, déli tájolású és 45° -os dőlésszögű felületen pedig $\sim 4932 \text{ MJ/m}^2\text{év}$ (ez megfelel 142 m^3 földgáz fűtőértékének).

Egy családi ház éves melegvíz- és fűtési hőigénye (50-100 GJ/év → 1400-2800 m³ földgáz fűtőértéke) 11-22 m² nagyságú vízszintes, vagy 10-20 m² nagyságú, 45°-os dőlésszögű felületre besugárzódik. Ha a hőgyűjtés és a szezonális hőtárolás összehatásfokát előzetesen felvesszük egy meglehetősen rossz értékre (pl. 20%), akkor 50-100 m²-es területen begyűjthető egy családi ház éves hőigénye napenergiából.



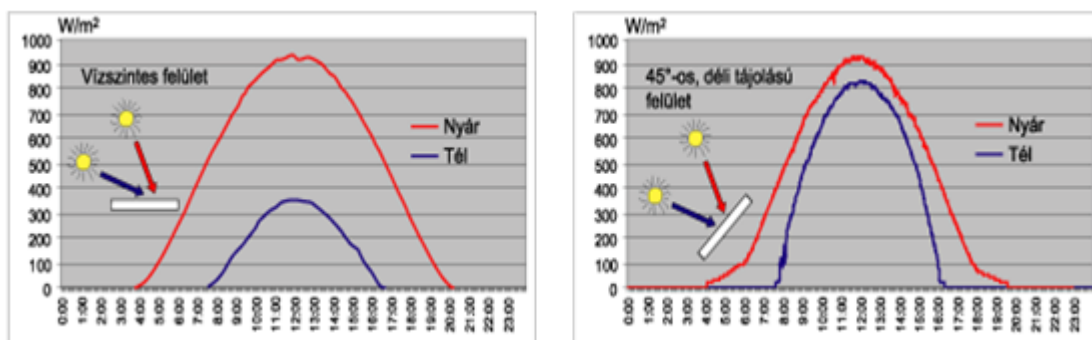
4. ábra A globális sugárzás átlagos évi összege Magyarországon, vízszintes felületen [9]

Amint a 4. ábrán látható, Magyarország területén a napsugárzás szempontjából nincsenek igazán jelentős eltérések.

Napmagasságnak a Nap vízszintes síktól mért beesési szögét nevezzük. Magyarországon a Nap legnagyobb delelési magassága július 21-én (66°-os beesési szöggel), legkisebb delelési magassága pedig december 21-én (19°-os beesési szöggel) van (3. ábra). Ezért a hasznosítható napsugárzás mennyiségét befolyásolja a hasznosító berendezés dőlésszöge és tájolása. Magyarországon, fixen telepített (nem napkövető) hőgyűjtő berendezés esetében a legtöbb napsütés, éves átlagban a déli tájolású, 43,5°-os dőlésszögű felületre érkezik [5].

A vízszintes felületen mért globális sugárzási adatok nem számíthatók át egyszerűen ferde felületre, mivel a földfelszín elérő globális sugárzás egy része szórt sugárzás (lásd 2. ábra), ami nem annyira irányfüggő. Ezért egy vízszintes és egy déli tájolású,

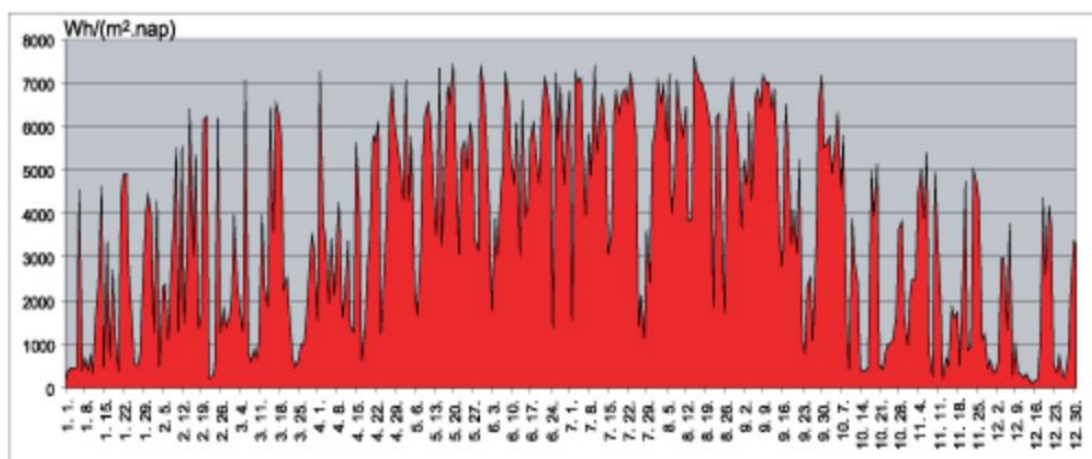
45°-os felületen mérhető globális sugárzás téli és nyári értékei között vízszintes felületen mérve nagyobb, 45°-os felületen mérve kisebb a különbség. Az utóbbi tény alátámasztja a napsugárzás téli hasznosíthatóságának létjogosultságát (5. ábra)



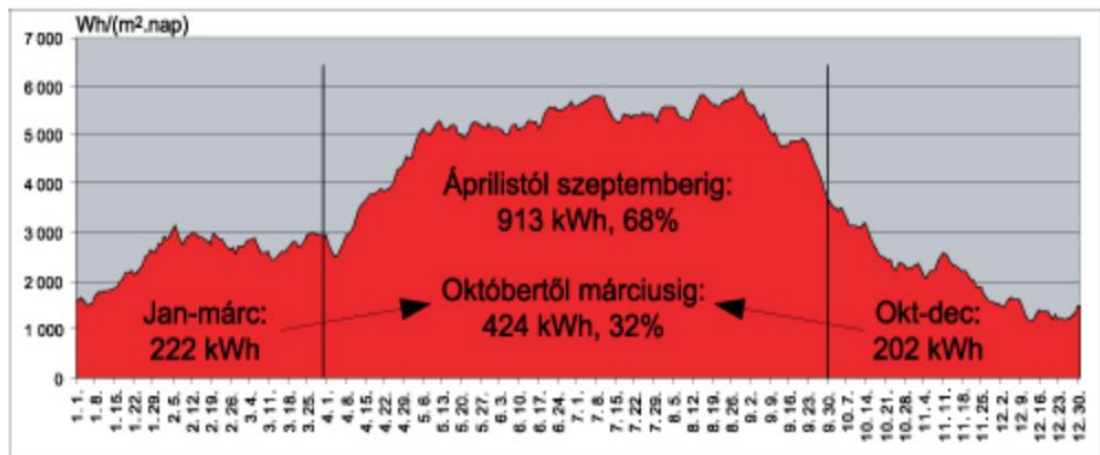
5. ábra Téli és nyári, derült nap sugárzási teljesítményadatok óra szerinti bontásban [8]

A Naplopó Kft. (Budapest) 2004 elejétől méri és regisztrálja a napenergia-hasznosítás szempontjából legjelentősebb, déli tájolású, 45°-os dőlésszögű felületre beeső globális napsugárzás mennyiségét. A mért adatok honlapjukon [8] éves, havi, heti, napi, órai, azon belül pedig kb. 12 perces bontásban hozzáférhetők.

A napsugárzás napi adatainak ábrázolásából kitűnik annak szeszélyessége (6. ábra). A 30 napos átlagértékekkel elkészített diagramon jól látható, hogy az évi napsugárzás kétharmada a nyári, egyharmada a téli félévben érkezik (7. ábra).



6. ábra A napsugárzás (2004) éves eloszlása napi adatokkal [8]



7. ábra A napsugárzás (2004) éves eloszlása 30 napos átlagértékekkel [8]

A napsütés energiasűrűsége kicsi, de ha összehasonlítjuk az ugyancsak megújuló energiaforrásként számontartott energianövények termelésével, igen meglepő eredményre jutunk.

A [10]-es irodalom szerint energianövényekből 50-350 GJ/ha·év (= 5-35 MJ/m²·év) terméshozam érhető el (fűtőértékben mérve). Ennél a közvetlen napenergia hasznosítás lényegesen kedvezőbb (még a napenergiát legrosszabb hatásfokkal (5-15%) hasznosító napelem 1 m²-e is több mint 10-szer akkora elektromos munkát (tiszta exergia) termel évente, mint amennyi hőenergia nyerhető az ugyanekkora területen, egy év alatt megtermelt, legjobb fűtőértékű energianövény elégetésekor).

Egy családi ház éves hőszükségletének fedezéséhez szükséges energianövények termeléséhez 1430-10 000 m² termőterületre van szükség, ami kerekítve 30-100-szorosa az ugyanerre a célra szolgáló napkollektor felületének. Energianövényt termelni ráadásul csak növénytermesztésre alkalmas területen lehet, napkollektorokat vagy napelemeket elhelyezni pedig bárhol.

Ellentmondásosságánál fogva ide kívánczik még egy másik, megújuló energiának nevezett terület említése is, a bioüzemanyagoké.

David Murphy és munkatársai tanulmányukban [11] megvizsgálták az Amerikai Egyesült Államok különböző területein termesztett kukoricából gyártott bioetanol fűtőértékének és a termesztés-gyártás energiaigényének hányadosát (EROEI - Energy Return on Energy Invested). A termesztés helyétől függően az EROEI 0,36 és 1,18 között változott, átlaga 1,01 volt – vagyis a kukoricából előállított etilalkohol fűtőértéke az Amerikai Egyesült Államokban mindössze 1%-kal több, mint a

befektetett energia. Ha a termelés és gyártás energiaigényét a gyártott bioetanolból fedezik, akkor az lényegében egy nulla eredményt szolgáltató vállalkozás, ha fosszilis tüzelőanyagok (pl. földgáz) elégetésével, akkor nem megújuló és nem környezetbarát. Megjegyzendő, hogy a földgáz maga is alkalmas motorhajtóanyagnak, hatalmas termőterületek és termelési kapacitás lefoglalása nélkül.

A tőke nem törődik a környezet állapotával, gyarapodása érdekében hajlandó befektetni akár veszteséget termelő vállalkozásokba is, ha a mindenkori kormányzat közpénzekből származó támogatásokkal kipótolja az elmaradt hasznot.

A hő- vagy villamosenergia-termelésre, valamint a bioüzemanyagok előállítására szánt energianövények inkább nevezhetők újratermelhető, mint megújuló energiaforrásnak. Gyakran az újratermelhetőség sem tartható fenn hosszabb távon (az intenzív termelésnek alávetett területek kimerülnek, számos kivágott erdő termőtalanja pusztul le rövid időn belül, olyan mértékben, hogy soha többé nem telepíthető újra).

2.3. A szolár energia felhasználási lehetőségei

A 2.2. fejezetben felsorolt főbb megújuló energiaforrások (napenergia, szélenergia, vízenergia, biomassza, geotermikus energia, ár-apály energia) közül az utolsó kettő kivételével mindegyiknek végső forrása a Nap, vagy a Nap volt.

Mivel a geotermikus energia – ahogy a napenergia is – az emberiség igényeihez mérten gyakorlatilag kimeríthetetlen, és beláthatatlan ideig rendelkezésre fog állni, a megújuló energiaforrások közé szokták sorolni. A geotermikus energia a napenergiához hasonlóan használható fel fűtésre és villamosenergia-termelésre, ezért tárgyalása ide kívánkozik.

A Naptól származó energia felhasználási módjai két csoportba oszthatók [5], [6]:

- A napenergia közvetlen felhasználása:
 - passzív építészeti hasznosítás [12] (világítás, fűtés, szellőztetés),
 - aktív épületgépészeti hasznosítás [8] (fűtés, melegvíz),
 - mezőgazdasági hasznosítás [13] (élelmezési célú, energetikai célú és egyéb haszonnövény-termesztés, terményszárítás, aszalás, technológiai melegvíz, üvegház, fóliasátor),
 - napenergiás víztisztítás [14], sótelenítés [15], [16]; só termelés (biológiai tisztítás, lepárlás, bepárlás),
 - napkóhó [17], [18] (fókuszált hőtermelés, akár 3000 °C előállítás),
 - villamosenergia-termelés,
 - napelem [19] (közvetlen villamosenergia-termelés),
 - nap-hőerőmű [20], [21] (fókuszált napsugárzásból származó hőből történő villamosenergia-termelés),
 - napkémény [22], [23], [24] (napsugárzásból származó hővel felfelé történő légáramlás, abból villamosenergia-termelés),
 - esőhuzatú energiatorony [25] (vízpermettel hűtött levegővel lefelé történő légáramlás, abból villamosenergia-termelés),
 - naptó [26], [27] (napsugárzásból származó hőből villamosenergia-termelés),

- tengervíz felszíni és mélységi hőmérsékletkülönbségének (kb. 20 °C) hasznosítása villamosenergia-termelésre [28],
 - folyékony vagy gáz halmazállapotú üzemanyag előállítása napenergiából származó hő- vagy villamos energiával [29], [30],
 - hűtés napenergiával [31], [32] (abszorpciós hűtőgép, napelemmel működtetett kompresszoros hűtőgép).
- A napenergia közvetett felhasználása:
 - szélenergia hasznosítása [33] (villamosenergia-termelés),
 - légkör, vizek, felszíni talaj napsugárzásból akkumulálódott hőtartalmának hasznosítása hőszivattyús rendszerekkel (fűtés) [34], [35],
 - tengeráramlási energia hasznosítása [36] (villamosenergia-termelés),
 - tengerhullámzási energia hasznosítása [37] (villamosenergia-termelés),
 - folyóvíz helyzeti energiájának hasznosítása [38], [39] (villamosenergia-termelés),
 - biomassa-hasznosítás [40] (fűtés, hőből villamosenergia-termelés).

A geotermikus energia hasznosítása (fűtés, hőből villamosenergia-termelés):

- hévíz hőtartalmának hasznosítása [41],
- forró, száraz kőzet hőtartalmának hasznosítása [42] (vízgőztermelés repesztéses eljárással).

2.4. Közvetlen hőtermelés, villamosenergia-termelés napsugárzásból

Mivel a napsugárzásból származó energia 2.3. fejezetben felsorolt, közvetlen felhasználási lehetőségei közül a hő- és villamosenergia-termeléshez kapcsolódik a dolgozat tárgyát képező hőtárolás, a továbbiakban ezekkel foglalkozó irodalmat érdemes áttekinteni.

Az energetikai célú, szoláris hőhasznosító rendszerek fő elemei:

- a napsugárzást elnyelő hőgyűjtő szerkezet,
- a begyűjtött hőt a hőgyűjtő szerkezetből elszállító hőhordozó közeg,
- a hőgyűjtés és hőfelhasználás időbeni diszharmóniáját kiegyenlítő hőtároló,
- hőfelhasználó.

Az energetikai célú hőfelhasználó lehet:

- használati melegvíz (HMV) készítő berendezés,
- fűtő berendezés,
- villamosenergia-termelő berendezés (hőerőmű).

A hőfelhasználó által igényelt hőfokszint határozza meg a hőgyűjtő szerkezet és a hőtároló kialakítását, valamint ezek és a hőhordozó közeg anyagának megválasztását.

2.5. Hőgyűjtő szerkezetek, hőhordozó közegek

A hőgyűjtő szerkezetek feladata a napsugárzás elnyelése és az elnyelt hő átadása a hőhordozó közegnek minél kisebb veszteségekkel.

A napkollektor elnyelő része az abszorber, amelyet 1-2 μm vastagságú, fekete tölcészerű járatokból álló, porózus szerkezetű (szelektív) bevonattal borítanak. A szelektív bevonat (feketekróm-, nikkel- vagy titániumoxid) a rövid hullámhosszú napsugárzást elnyeli, a hőgyűjtő saját hosszú hullámú sugárzását viszont csak elenyésző mértékben (~5%) engedi ki a környezet felé, így kicsi a sugárzási vesztesége.

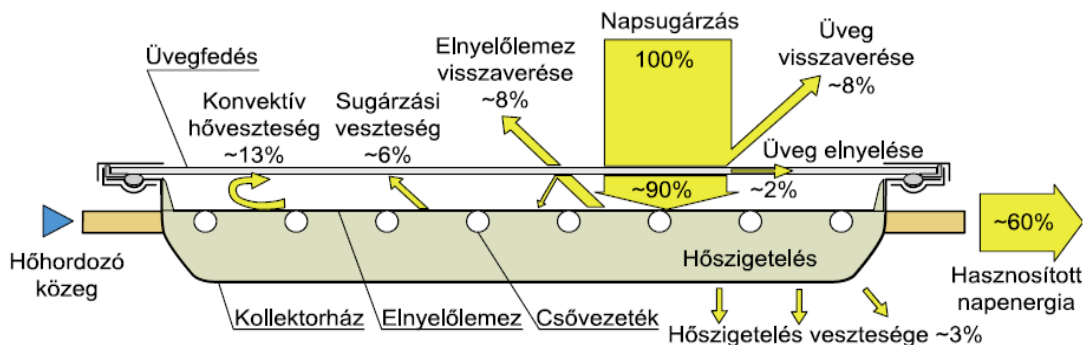
A hőgyűjtő szerkezetek lehetnek napsugárzást nem koncentráló vagy koncentráló (fókuszáló) típusúak.

2.5.1. Napsugárzást nem koncentráló kollektorok

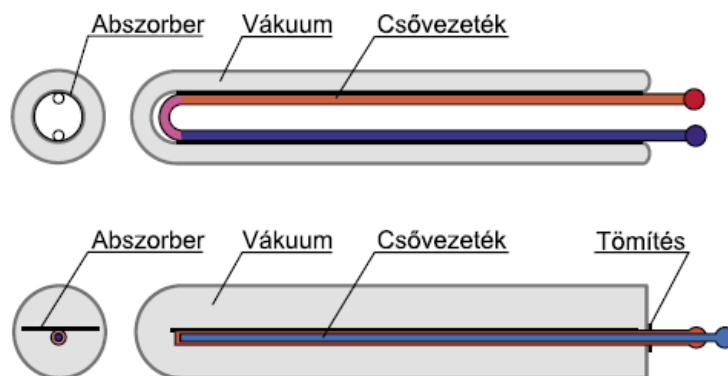
A napsugárzást nem koncentráló kollektoroknak – a napsugárzás relatívan kis energiasűrűsége miatt – nagy elnyelő felületűeknek kell lenniük, az abszorber üzemi hőmérséklete 100 °C alatti. Ezek a kollektorok a direkt és a szórt napsugárzást is hasznosítják, az alacsony hőfokszint miatt melegvíz-készítésre, épületek fűtésére, vagy medencék vizének melegítésére használhatók. A hőhordozó közeg lehet maga a melegítendő használati melegvíz, fűtőkori melegvíz vagy fűtési levegő [43] (egykörös rendszer), fagyálló folyadék, termoolaj (kétkörös rendszer).

Fő típusok:

- hővédelem nélküli, műanyag vagy gumi anyagú, csőjártos kollektor (az abszorber nincs lefedve és alulról hőszigetelve),
- egy vagy többrétegű üvegfedésű kollektor, szelektív abszorber bevonattal vagy a nélkül, alsó hőszigeteléssel vagy vákuumos kivitelben (8. ábra),
- vákuum csöves, szelektív kollektor (9. ábra).

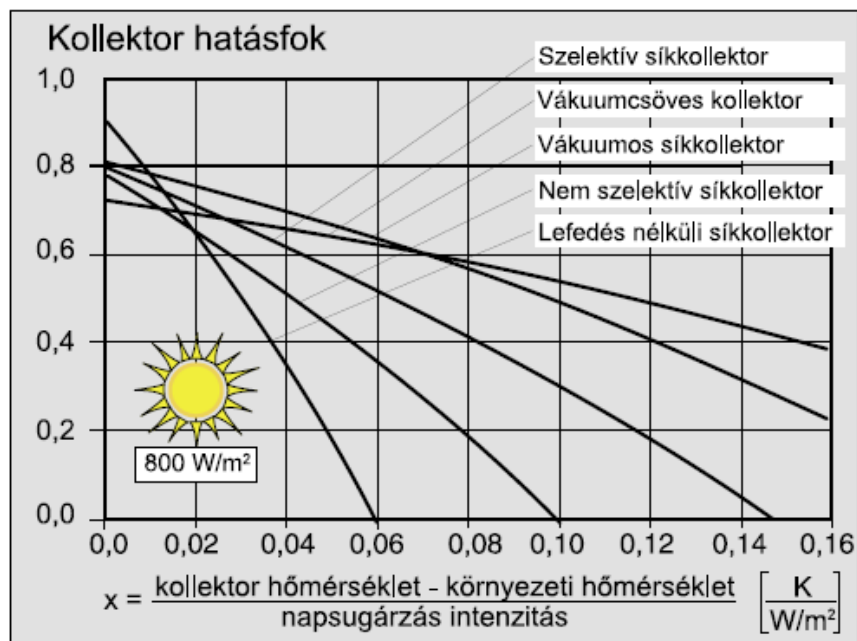


8. ábra Lefedett síkkollektor szerkezete és energiamérlege [7]



9. ábra Vákuumcsöves kollektor [7]

A kollektorok maximális üresjárási hőmérséklete elérheti a 180 °C-ot, ezért (vízalapú) folyadék hőhordozó közeg esetében a primer kör tervezési nyomása általában 6 barg. A kollektorok hatásfoka a kollektor és a környezet közötti hőmérsékletkülönbség és a napsugárzás intenzitásának hányadosa függvényében változik (10. ábra). A kollektor hatásfoka nagy napsugárzás-intenzitás és alacsony kollektor-hőmérséklet esetén a legjobb, ezért üzem közben a kollektorban áramló hőhordozó közeg áramlási sebességét célszerűen úgy választják meg, hogy hőmérséklete csak 10-60 °C-kal haladja meg a környezeti hőmérsékletet. A szabályzó csak akkor kapcsolja be a szolárkörben lévő keringtető szivattyút, ha a kollektorban magasabb a hőmérséklet, mint a tároló alsó részében.



10. ábra A különböző típusú napkollektorok hatásfoka [7]

2.5.2. Napsugárzást koncentráló kollektorok

A napsugárzást koncentráló kollektorok nagy felületű tükör és kis felületű elnyelő kombinációjából állnak. A kisméretű elnyelő jól hőszigetelhető. Csak a direkt napsugárzást tudják hasznosítani (koncentrálni). Az elérhető magasabb hőfokszint miatt felhasználhatók villamosenergia-termelő körfolyamat hőgyűjtőjeként.

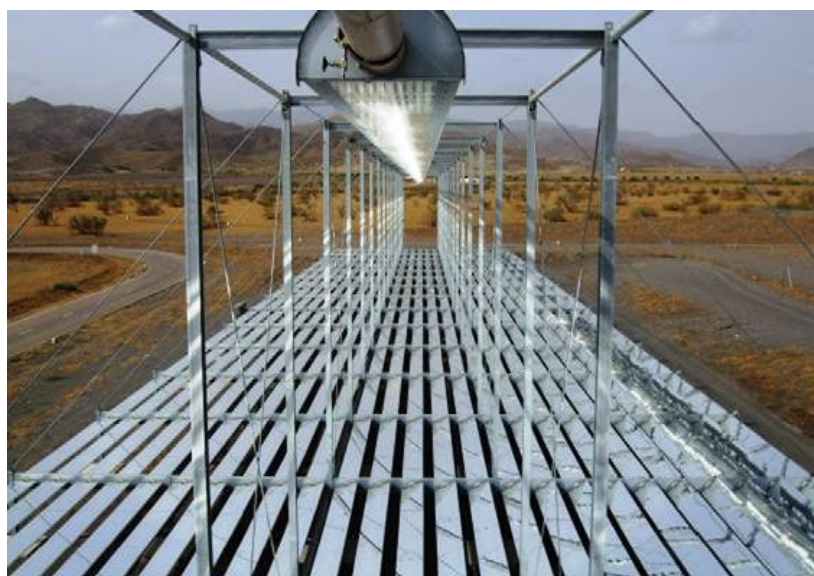
Fő típusok:

- parabolavályú (napsugárzás-koncentráló képessége 10-100-szoros, a hőelnyelő hőmérséklete 150-400 °C, egytengelyes napkövető mechanizmussal van ellátva) [44],

- lineáris Fresnel tükörrendszer (parabolavályú helyettesítésére, a síktükrök egytengelyes napkövető mechanizmussal vannak ellátva) [45], [46],
- paraboloid tükör (napsugárzás-koncentráció képessége 100-600-szoros, a hőelnyelő hőmérséklete 400-900 °C, kéttengelyes napkövető mechanizmussal van ellátva) [47],
- torony kéttengelyes napkövető síktükörrendszerrel (heliosztátokkal) (napsugárzás-koncentráció képessége 100-1000-szeres, a hőelnyelő hőmérséklete 450-1200 °C) [48].



11. ábra Parabolavályú [44]



12. ábra Lineáris Fresnel tükörrendszer [45]



13. ábra Paraboloid tányér Stirling motorral [47]

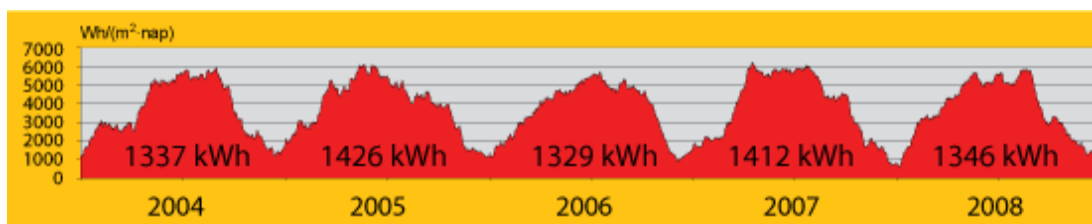


14. ábra Torony, napkövető siktükörrendszerrel [48]

A napsugárzást koncentrálnó kollektorok hőfelvevő közege lehet levegő, víz-vízgőz, szintetikus termoolaj (pl. Xceltherm-600), bifenil- és difenil-oxid eutektikus elegye (Therminol VP-1, Dowtherm A), olvadt fém (nátrium), sóolvadék (szolár só: 60% NaNO_3 + 40% KNO_3 [49], HITEC: 7% NaNO_3 + 40% NaNO_2 + 53% KNO_3 [50], HITEC XL: 7% NaNO_3 + 45% KNO_3 + 48% $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2$). A paraboloid tányéros kollektor fókuszpontjában lévő elnyelő szerkezet levegő vagy hélium munkaközeggel üzemelő Stirling motor hőcserélője szokott lenni.

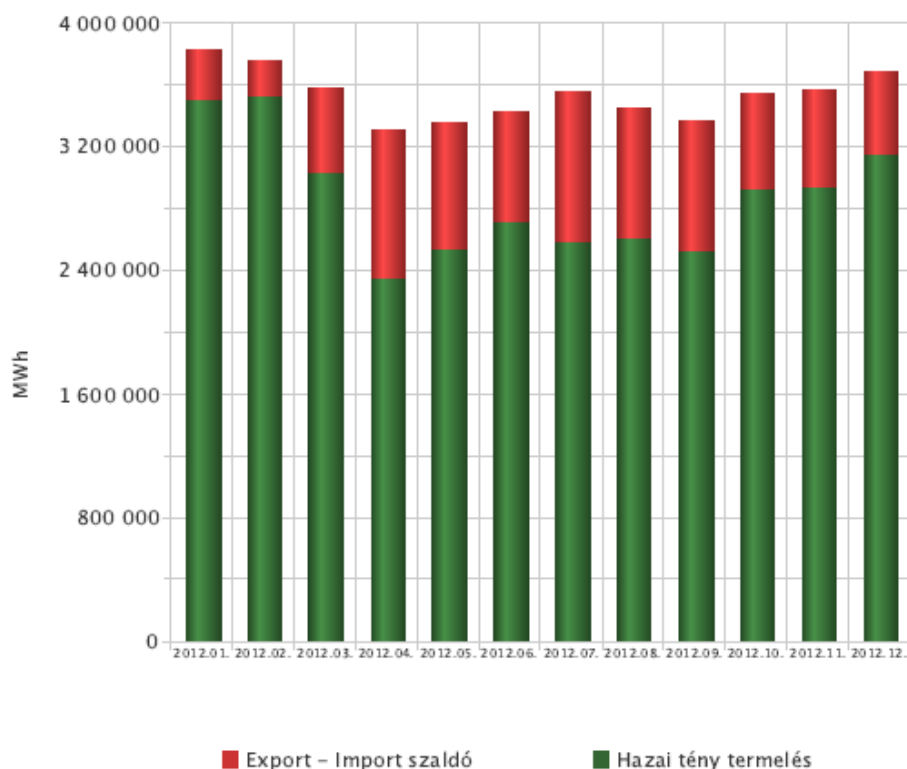
2.6. Hőtárolás

Ahogy a 2.2. fejezetben olvasható, a napsugárzásból származó energia eloszlása időben nem állandó (6. ábra). Jelentős, előre ki nem számítható a napi ingadozása, az év során történő (átlagolt) változása viszont elég jól kiszámítható jelleget mutat. A mérési adatok felhasználhatók a napkollektoros hőhasznosító rendszerek tervezésénél.



15. ábra Simított napenergia hozamok 2004-2008 között 45°-os dőlésszögű, déli tájolású felületen mérve [8]

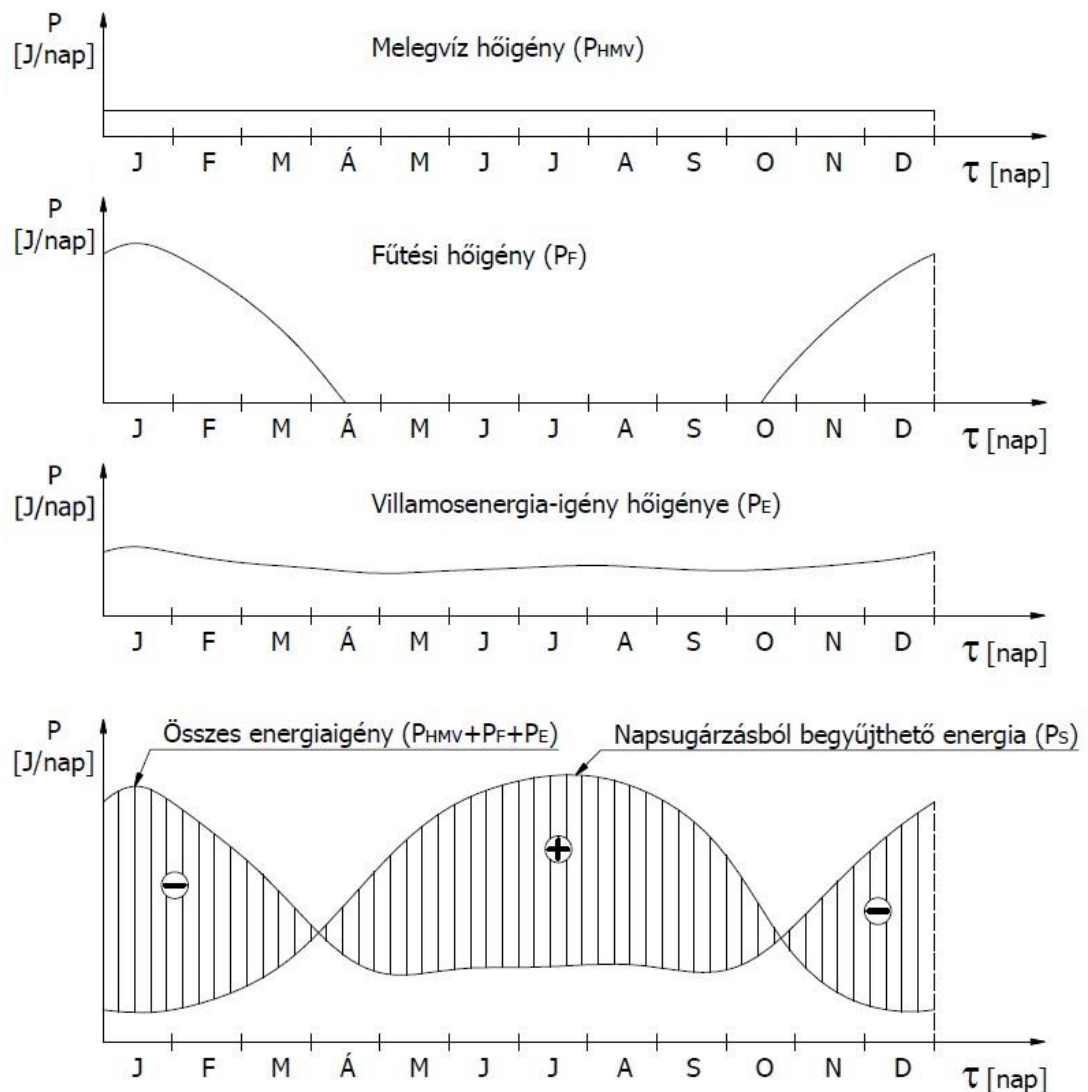
A használati melegvíz-fogyasztás, a fűtési hőigény és a villamosenergia-igény szintén nem állandók, ezek napközbeni, heti, évi változása is jellegzetes formát mutat. A fogyasztási szükségletek mért adatokon alapuló, időbeni eloszlásának ismeretére szintén szükség van a hőhasznosító rendszerek tervezésénél.



16. ábra Bruttó hazai villamosenergia-felhasználás 2012-ben [51]

A MAVIR Zrt. adatai alapján Magyarország éves villamosenergia-felhasználását havi bontásban megjelenítő 16. ábrán látható, hogy a nyári időszakban is megjelent egy lokális csúcs, amely a megnövekedett hűtési és légkondicionálási igényből adódik.

A használati melegvíz hőigény (P_{HMV}), a fűtési hőigény (P_F), a villamosenergia-igény hőigénye (P_E), valamint napsugárzásból begyűjthető energiamentiség (P_S) változását az év során a 17. ábra mutatja. A melegvíz-igény éves szinten nagyjából állandó. Fűtési hőigény október közepétől április közepéig jelentkezik, a külső hőmérséklettől függően erősen változik. A villamosenergia-igény a téli hónapokban magasabb.



17. ábra Az energiaszükséglet és a napsugárzásból begyűjthető energia éves eloszlása [5], [8] és [51] alapján ábrázolva

A napsugárzásból begyűjthető energia maximuma nyáron jelentkezik. A begyűjtés és a fogyasztás éves szintű diszharmóniájából következik a szezonális hőtárolás szükségessége.

A napsugárzásból származó, a nap folyamán egyenetlenül jelentkező hőnyereségnek a 24 órás ciklusra történő egyenletes elosztására rövid időtartamú hőtárolók szolgálnak.

Az időjárás átlagostól való eltérésének hatását közepes időtartamú hőtárolóval lehet kiküszöbölni. A tapasztalatok alapján 10-11 napos periódus alatt a napsugárzásból származó energiaeloszlás integrálja megegyezik a több éves méréseken alapuló statisztikai átlaggal [5].

2.6.1. A hőtárolás elvi lehetőségei, anyagai

Technológiai szempontból a magasabb hőfokszintű hő értékesebb, mert nagyobb termikus hatásfokkal alakítható munkává, kisebb hőátadó felületen adható át másik közegnek. A magas hőfokszintű hő tárolása viszont nagyobb veszteséggel vagy nagyobb beruházási költséggel (jobb hőszigetelés) jár.

Mivel a magasabb hőfokszintű hő értékesebb, a hőtárolóba betöltött és az onnan később kiürített hő hőfokszintje lehetőleg ne térjen el jelentősen egymástól. Ez a követelmény jó hőszigeteléssel, nagyfokú termikus rétegződéssel és minél kisebb számú hőcserével érhető el.

A hőtárolás módjának megválasztásakor fontos szempont a nagy tárolási energiasűrűség (nagy hőmennyiség tárolása kis térfogatban).

A hő betárolása és későbbi visszanyerése lehetséges minden olyan megfordítható fizikai vagy kémiai folyamat során, amely egyik irányban hőfelvevő, másik irányban hőleadó.

A hőtárolási módszerek csoportosítása [52] alapján:

- érzékelhető (szenzibilis) hő formájában,
- rejtett (látens) hő formájában,
 - o folyadék-gőz fázisváltozás (forrás / kondenzáció),
 - o szilárd-gőz fázisváltozás (szublimáció / deszublimáció),
 - o szilárd-folyadék fázisváltozás (olvadás / fagyás),

- szilárd-szilárd allotróp átalakulás (átkristályosodás),
- szorpciós hő formájában,
- kémiai energia formájában történő hőtárolás.

Érzékelhető hő formájában történő hőtárolás

A hőtárolás a hőtároló anyag felmelegítésével történik. Az érzékelhetőhő-tárolás energiasűrűsége akkor nagy, ha nagy a hőtároló anyag fajhője és sűrűsége is.

A természetben nagy mennyiségben elérhető anyagok közül legnagyobb fajhője a hidrogénnek van (~14,3 kJ/kgK, 1 bar-on, 0 °C-on), ezt követi a víz (~4,22 kJ/kgK, 0 °C-on), majd az összes többi anyag (~0,03-3 kJ/kgK) [110].

A hidrogénnek kis sűrűsége miatt kicsi a térfogati hőkapacitása. A vize rendkívül nagy (~4,18 MJ/m³K), de légköri nyomáson csak 100 °C-ig alkalmazható. Folyékony hőtároló anyagként használhatók még a napsugárzást koncentrálnak kollektorok hőhordozó közegei is (Xceltherm-600, Therminol VP-1, Dowtherm A, szolár só, HITEC, HITEC XL). Ezek közül szolár hőerőművekben hőtárolásra leggyakrabban a szolár só (60% NaNO₃ + 40% KNO₃) olvadéka használatos (üzemi hőmérséklettartománya: 260-550 °C, fajhője: ~1,5 kJ/kgK, térfogati hőkapacitása: ~2,84 MJ/m³K [114]), amely nem gyúlékony, nem mérgező és nem is túl drága.

Egyes szilárd anyagok térfogati hőkapacitása (magnezit, korund) nagyobb sűrűségük révén megközelíti a víz térfogati hőkapacitását (~4,18 MJ/m³K), sokkal magasabb alkalmazhatósági hőmérséklet-tartomány mellett (magnezit: 3,77 MJ/m³K, korund: 3,3 MJ/m³K, öntöttvas: 4,1 MJ/m³K, [110]).

Olcsósága miatt használnak érzékelhető hő tároló anyagként osztályozott kavicsot, kőzúzalékot (1,5-2,5 MJ/m³K), betont (0,8-1,8 MJ/m³K), 0-100 °C hőmérséklet-tartományban pedig nedves földet is (3,56 MJ/m³K) [110].

Jelen dolgozat előzményeként Árpád István foglalkozott a szilárd töltetű hőtároló befoglaló geometriai méreteinek és a hőszigetelés vastagságának költség szempontú optimális kialakításával [53]. Az [54], [55] szerinti közleményeiben lakóépületek egész éves fűtési és melegvíz hőigényének biztosíthatóságát vizsgálta fókuszált napenergiából, magas hőmérsékletű hőtárolással párosítva (magnezit téglá hőtároló).

Következtetései alapján hőt tárolni érzékelhető hő formájában:

- magas hőmérsékleten,
- nagy térfogati hőkapacitású anyagban,
- nagy méretben (kis fajlagos felület = kis fajlagos hőveszteség) érdemes.

Megvizsgálta az [56] számú közleményében a fókuszált napenergiával történő villamosenergia-termelés lehetőségét is magas hőmérsékletű hőtárolással (magnezit téglá hőtárolóban). Meghatározta a hőtároló (költségfüggvény alapú) optimális befoglaló méreteit és hőszigetelés-vastagságát, valamint az optimális méretű hőtároló esetében a hőfelhasználás-hőtárolás együttes hatásfokát. Vizsgálta különböző méretű hőtárolóknál, különböző hőszigetelés-vastagságok esetében a hőfelhasználás-hőtárolás együttes hatásfokát [57]. A Newton-féle lehülési törvényből kiindulva új összefüggést vezetett le a testek lehülési sebessége és fajlagos felülete között. Kutatásaiban nem foglalkozott a hőtároló belső geometriai kialakításával, töltésének és ürítésének módjával, ennek vizsgálatát tűztem ki dolgozatom egyik fő feladatául.

Rejtett (fázisváltási) hő formájában történő hőtárolás

Bár a folyadék-gőz fázisváltás hőigénye 5-50-szerese a szilárd-folyadék fázisváltás hőigényének, a szilárd-gőz fázisváltás hőigénye pedig közelítőleg a szilárd-folyadék és a folyadék-gőz fázisváltások hőigényének összege, a gőz nagy térfogata vagy nagy nyomása miatt ezek a fázisátmenetek hőtárolásra nem alkalmasak.

A szilárd-folyadék fázisváltás hőigénye az alacsony olvadáspontú (0-400 °C) anyagoknál általában 10-350 kJ/kg, magasabb olvadáspontú (400-1500 °C) anyagoknál 10-1800 kJ/kg [52]. Az átlagosnak mondható ~200 kJ/kg olvadáshőjű rejtetthő-tároló anyag hőtároló képessége megolvadáskor ugyanakkora tömegű víz ~50 °C-kal történő felmelegítéséhez szükséges hővel egyezik meg.

Rejtetthő-tárolásra alkalmasak mindazok az egy- vagy többkomponensű anyagok, amelyek (egykomponensű anyag vagy eutektikum esetén) olvadáspontja vagy (többkomponensű anyag esetén) olvadási hőmérséklettartománya megfelel az adott hőtárolási célnak. A hőtároló anyagot műanyag vagy fém táskákba [58], csövekbe, kapszulákba [59] szokták tölteni (jellemző vastagság vagy átmérő 3-50 mm), rossz hővezetési tényezőjű rejtetthő-tároló anyag esetén mikrokapszulákba (2-3 μm), a

hőhordozó közeg ezek között átáramolva adja le vagy veszi fel a hőt [60]. Magas hőmérsékletű hőtárolás esetén külső bordás csövekből álló csőköteg köpenyterében helyezkedik el a hőtároló anyag, a csövekben áramlik a hőhordozó közeg [61].

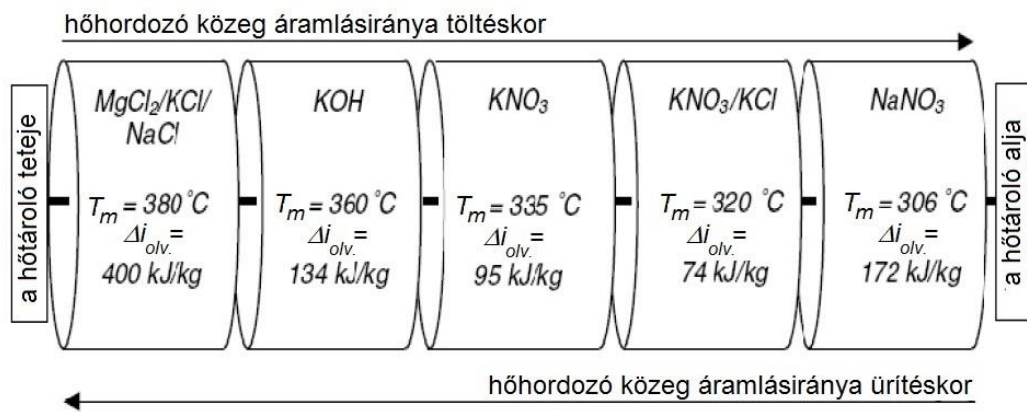
A rejtetthő-tároló anyagok közül az alacsony olvadáspontúak elsősorban épületek komfortjának javítására használhatók (a külső hőmérséklet-ingadozások kisimítására), a magas olvadáspontúak pedig erőművi hőtárolási célra.

Alacsony (100 °C alatti) olvadáspontú rejtetthő-tárolásra alkalmas anyagok: sóhidrátok (pl. $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$, $\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$), sóoldatok, paraffinok, zsírsavak [52].

Magas olvadáspontú rejtetthő-tárolásra alkalmas anyagok és olvadáspontjaik: NaNO_2 (270 °C), NaNO_3 (308 °C), KNO_3 (334 °C), MgCl_2 (714 °C), NaCl (801 °C), K_2CO_3 (891 °C) [52].

A rejtetthő-tárolón átáramló hőhordozó közeg a hőt változó hőmérséklettel adja le vagy veszi fel, míg a hőtároló anyag a fázisváltozás során állandó hőmérsékletű. A hőtároló kilépő oldali végénél lecsökkenő hőmérsékletkülönbség miatt a hőtároló belépő oldali végénél nagy kezdeti hőmérsékletkülönbségre van szükség, emiatt a hőtárolóba betöltött hő hőfokszintjének jóval magasabbnak kell lennie a kinyerhető hő hőfokszintjénél.

A rejtetthő-tárolóba betöltött és belőle kinyerhető hő hőfokszintje közötti különbség csökkenthető, ha a hőtárolás részben érzékelhető hő formájában történik, vagy pedig különböző olvadáspontú anyagokat tartalmazó rejtetthő-tárolók sorba kötésével [62]. A rejtetthő-tárolók kaszkád rendszerű sorba kapcsolása (18. ábra) egy rendkívül nagy térfogati hőkapacitású érzékelhetőhő-tárolóhoz hasonlóan viselkedik.



18. ábra Rejtetthő-tárolók kaszkád rendszerű kapcsolása [62] alapján magyarítva

A rejtetthő-tárolók ugyanolyan hőszigetelést igényelnek, mint a velük megegyező betárolási véghőmérsékletű érzékelhető-tárolók.

Adszorpciós hőtárolás

Gáznak, gőznek szilárd anyag felületén történő megkötődésekor a kondenzációs hő nagyságrendjébe eső hőmennyiség szabadul fel (ez a hőtároló ürítésének folyamata).

A hőtároló töltése: az adszorbens hőközléssel történő regenerálása (az adszorbeált gáz, gőz lehajtása), amely részben érzékelhető-tárolással is jár. Ha az érzékelhető hő tárolásától eltekintünk (nem alkalmazunk különlegesen jó hőszigetelést), akkor az adszorbensnek a környezettől történő légtömör elzárásával korlátlan ideig tárolható a szorpciós hő.

Az adszorpciós hőtárolásra alkalmas anyagok nagy fajlagos felülettel és pórustérfogattal rendelkeznek. Ilyen anyagok: a zeolitok (térfogati hőtárolási energiasűrűsége $\sim 675 \text{ MJ/m}^3$), a szilikagél ($\sim 790 \text{ MJ/m}^3$) [52]. (Összehasonlításképpen: a víz érzékelhető-tárolási térfogati energiasűrűsége $20\text{-}90^\circ\text{C}$ közötti felmelegítés során $\sim 290 \text{ MJ/m}^3$.)

Kémiai energia formájában történő hőtárolás

Erre a célra alkalmas minden megfordítható kémiai reakció, amely számottevő hőforgalommal jár. A feltöltés termékei külön, hőveszteség nélkül tárolhatók (amennyiben az érzékelhető hő eltárolásától eltekintünk).

Töltés: $C + \text{hő} \rightarrow A + B$

Ürítés: $A + B \rightarrow C + \text{hő}$

A térfogati hőtárolási energiasűrűség általában $1500\text{-}3000 \text{ MJ/m}^3$ [52].

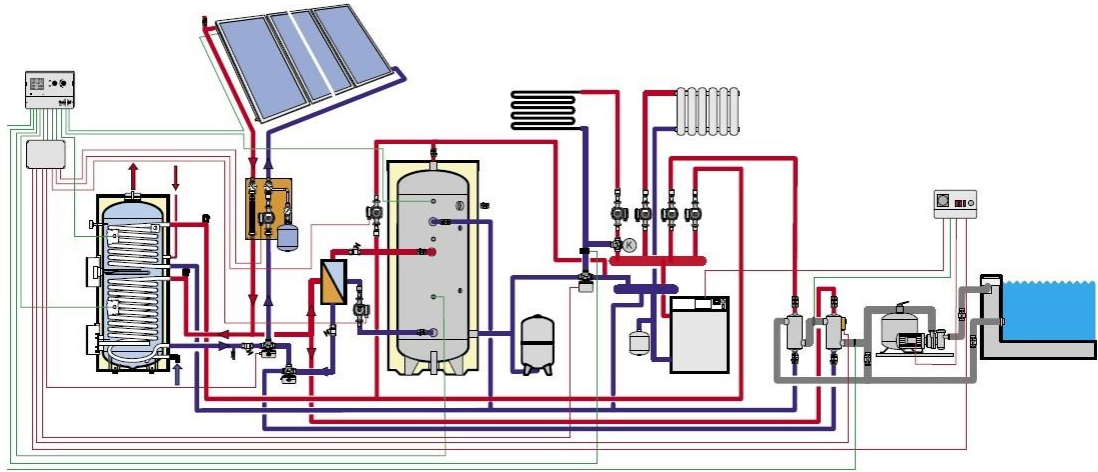
Ammóniabontással és egyesítéssel működő, a hőt kémiai energia formájában tároló, rövid időtávú (átmeneti) hőtárolóval működő szolár hőerőmű energetikai elemzését mutatja be a [64]-es közlemény, 18%-os összehatófokkal.

Kémiai energia formájában történő hőtárolás esetében előnyösebb folyadék-folyadék vagy szilárd-folyadék reakciók alkalmazása (pl. $\text{Ca(OH)}_2 \rightarrow \text{CaO} + \text{H}_2\text{O}$) [65].

A kémiai energia formájában történő hőtárolás a legnagyobb energiasűrűségű hőtárolási forma, a tárolás hosszú ideig, csekély veszteséggel megoldható, de nagy beruházási költségű, komplex technológiát igényel.

2.6.2. Rövid időtávú (átmeneti) hőtárolás melegvíz-készítési és fűtési célra

A napsugárzást nem koncentrááló kollektorok az alacsony hőfokszint miatt melegvíz-készítésre, épületek fűtésére, medencék vizének melegítésére használhatók. Ebben az esetben az átmeneti hőtároló víztartály, belső csőkígyóval vagy külső hőcserélővel, 100 °C alatti tárolási hőmérséklettel. A 19. ábrán sík kollektoros, kétkörös rendszer látható.



19. ábra Használati-melegvíz készítő, kiegészítő épületfűtő és medencefűtő napkollektoros rendszer [7]

A napkollektorok az indirekt fűtésű melegvíztároló alsó csőkígyóját fűtik, az épületfűtő rendszerbe külső hőcserélővel fűtött puffertárolón keresztül segítenek be, a medencét a vízforgató körbe épített hőcserélőn keresztül fűtik. A melegvíz-készítés a tároló felső hőcserélőjén keresztül történhet a puffertárolóból vagy a kazánnal. A medence a kollektorokon kívül szintén fűthető a kazánnal is.

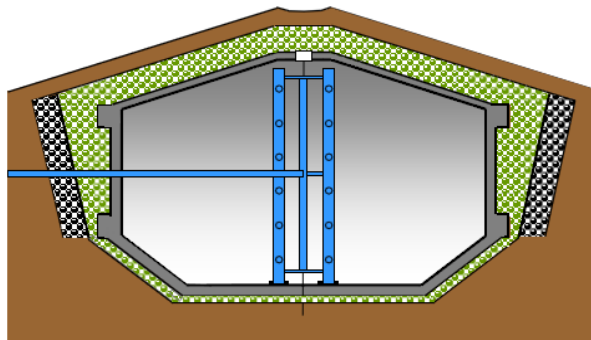
2.6.3. Megvalósult szezonális hőtárolók melegvíz-készítési és fűtési célra

A földfelszín alatt kb. 6 méterrel már elenyésző az éves hőmérsékleti ingadozás, az oda telepített hőtároló körüli talaj néhány év alatt átmelegszik, csökken a hővesztesége, ezért a megvalósult szezonális hőtárolók részben vagy teljesen földfelszín alattiak szoktak lenni. Tipikusan alacsony hőmérsékletű (100 °C alatti), érzékelhetőhő-tárolásra kifejlesztett és használt változataik a következő alaptípusokba sorolhatók be ([66], [68] alapján):

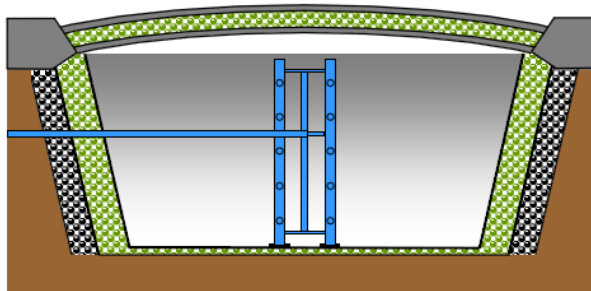
- vizes hőtárolás (töltés/ ürítés a víz szivattyúzásával),
 - o hőszigetelt, merev falú víztartályban, max. 95 °C-on (20. ábra),

- fóliával és hőszigetelő anyaggal bélelt gödörben (medencében), önhordó vagy úszó, hőszigetelt fedéllel, max. 90 °C-on (21. ábra),
- természetes, vízzáró rétegekkel körülvett üregekben (kavics- vagy kőzetággal), mesterséges hőszigetelés nélkül, 50-70 °C-on, akár 50-300 m mélységben (22. ábra),
- nedves talajban, kőzetben történő tárolás,
 - víz-sóder (víz-homok, víz-kavics) töltetű, hőszigetelt tárolóban, 85-90 °C-on, a töltés/ürítés regeneratív hőcserélővel vagy a víz átszivattyúzásával történik (23. ábra),
 - talajszondás (béléscsöves hőcserélő) tárolás (talajban, kőzetben 30-200 m mélységig), csak felső hőszigeteléssel, 65-80 °C-on (24. ábra).

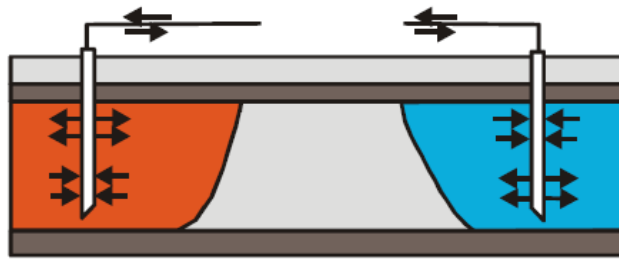
Épületfűtési és melegvíz ellátási célú, szezonális hőtároló építése kis méretben nagy hőveszteséggel jár [69], [70], ezért ezek a hőtárolási módszerek nagy méretben (kis fajlagos felülettel) gazdaságosak, vagyis nagyobb lakóközösségek hőigényeit elégíthetik ki.



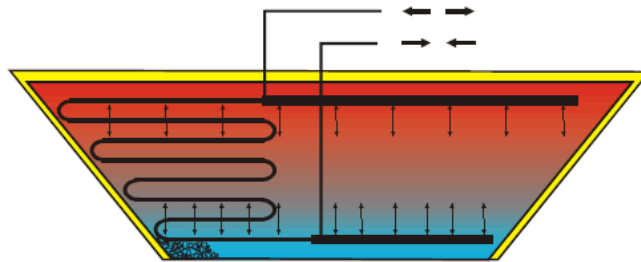
20. ábra Hőszigetelt víztartály (TTES) [67]



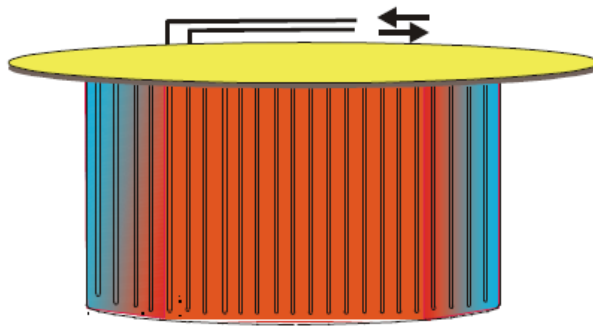
21. ábra Fóliával bélelt víztároló gödör (medence), önhordó vagy úszó, hőszigetelt fedéllel (PTES) [67]



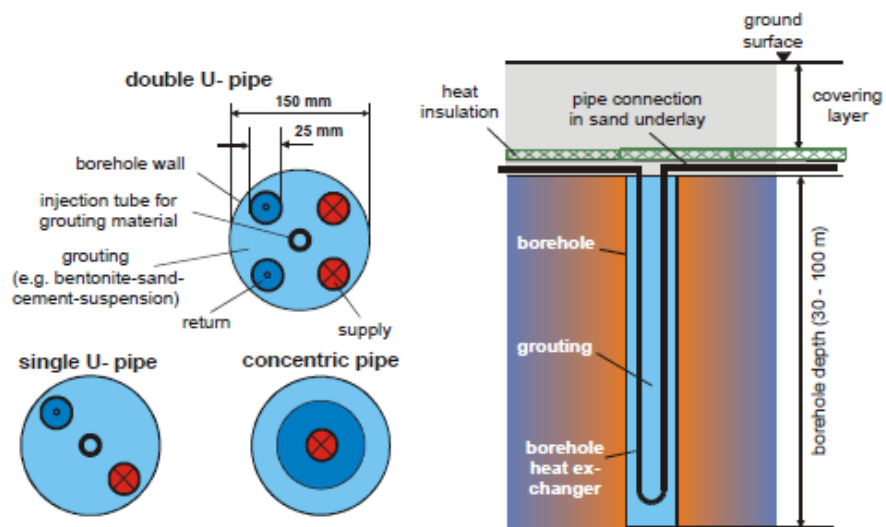
22. ábra Földalatti természetes víztározó (ATES) [68]



23. ábra Víz-sóder (homok, föld) töltetű, hőszigetelt tároló (WGTES) [68]



24. ábra Talajszondás tároló (BTES) [68]



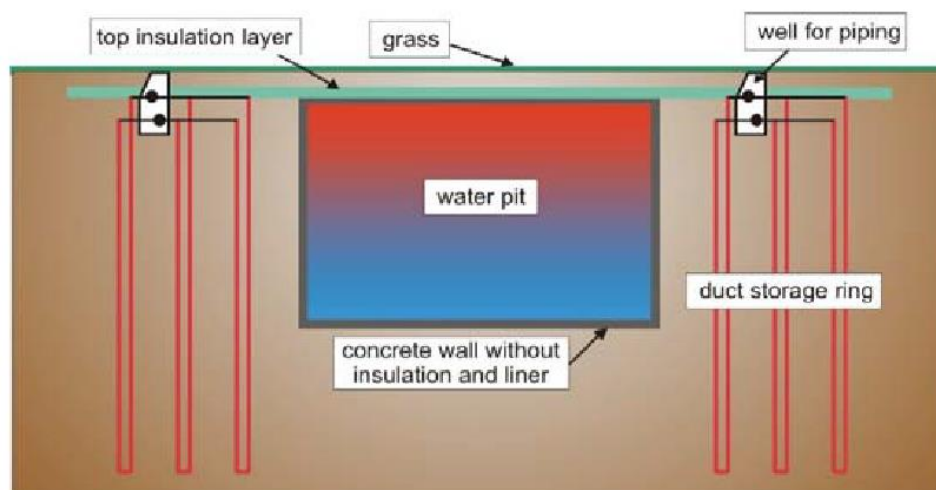
25. ábra Talajszonda (béléscsöves hőcserélő) típusok [68]

A megépült TTES vagy PTES típusú, melegvizes hőtárolók 300-12 000 m³-esek [68]. Számos közülük Magyarországnál északabbra fekvő területeken (Németországban [73], [74]; Svédországban, Dániában [71]) található.

Egy különleges példa a svédországi Lyckeboban található melegvizes hőtároló [72], amely egy 18x30 m keresztmetszetű, „négyzetesített” tórusz alakú, 100 000 m³ térfogatú, sziklába vájt, hőszigetelés nélküli barlang, a földfelszín alatt 9 m-rel. A benne tárolt víz 90 °C-ig melegedhetett. A rendszer 550 háztartás fűtés- és melegvizeszükségletének egy részét volt hivatott ellátni 1983-tól 2001-ig, amikor üzemeltetését beszüntették a szivárgásokból származó állandó veszteségek növekedése miatt.

A BTES típusú (talajszondás) hőtárolók tárolótérfogata eléri a 60 000 m³-t is [68]. Csak olyan helyen létesíthetők, ahol jelentéktelen a mélységi vízáramlás. A talajszondák felül, kb. 5 m hosszan hőszigetelvek, egymástól 2-3 m távolságban, négyzetosztásban vannak lefúrva. A kollektoroktól időben egyenlőtlenül érkező, eltárolandó hő először átmeneti hőtárolóba kerül (STTS), majd onnan viszonylag egyenletesen töltik át a talajszondás, szezonális hőtárolóba [73], [74].

Különleges kialakítású a 26. ábrán látható atterkircheni (Németország) hőtároló [73], amely 30 háztartás fűtés- és melegvizeszükségletének 50%-át látja el. Az átmeneti hőtároló 500 m³-es, oldalán és alján hőszigetetlen, betonfalú melegvizes tároló, amelyet 90 db, 30 m mélyre lenyúló talajszonda vesz körül három gyűrűbe rendezve (10 500 m³-es talaj hőtároló). Az átmeneti hőtárolóból távozó veszteséghő egy része így visszanyerhető. Az átmeneti és a szezonális hőtároló töltési és ürítési hőmérséklet szintjeinek kitolására hőszivattyút alkalmaznak.



26. ábra Atterkircheni átmeneti és szezonális hőtároló [73]

Kanada dél-nyugati részén, Okotoksban 2007-óta üzemel az első olyan közösségi, szezonális hőtároló (Drake Landing Solar Community [75], [76]), amely a kiszolgálandó családi házak éves fűtési hőigényének több mint 90%-át biztosítja.

A két kelet-nyugati utcában elhelyezkedő, 52 db, különálló családi ház mindegyike jól hőszigetelt. A házakhoz tartozó garázsok déli tetőzetén összesen 2293 m² felületű, sík napkollektor-rendszer gyűjti a házak fűtéséhez szükséges hőt. A háztetőkön a melegvíz ellátáshoz szükséges, egyedi napkollektorokat helyeztek el.

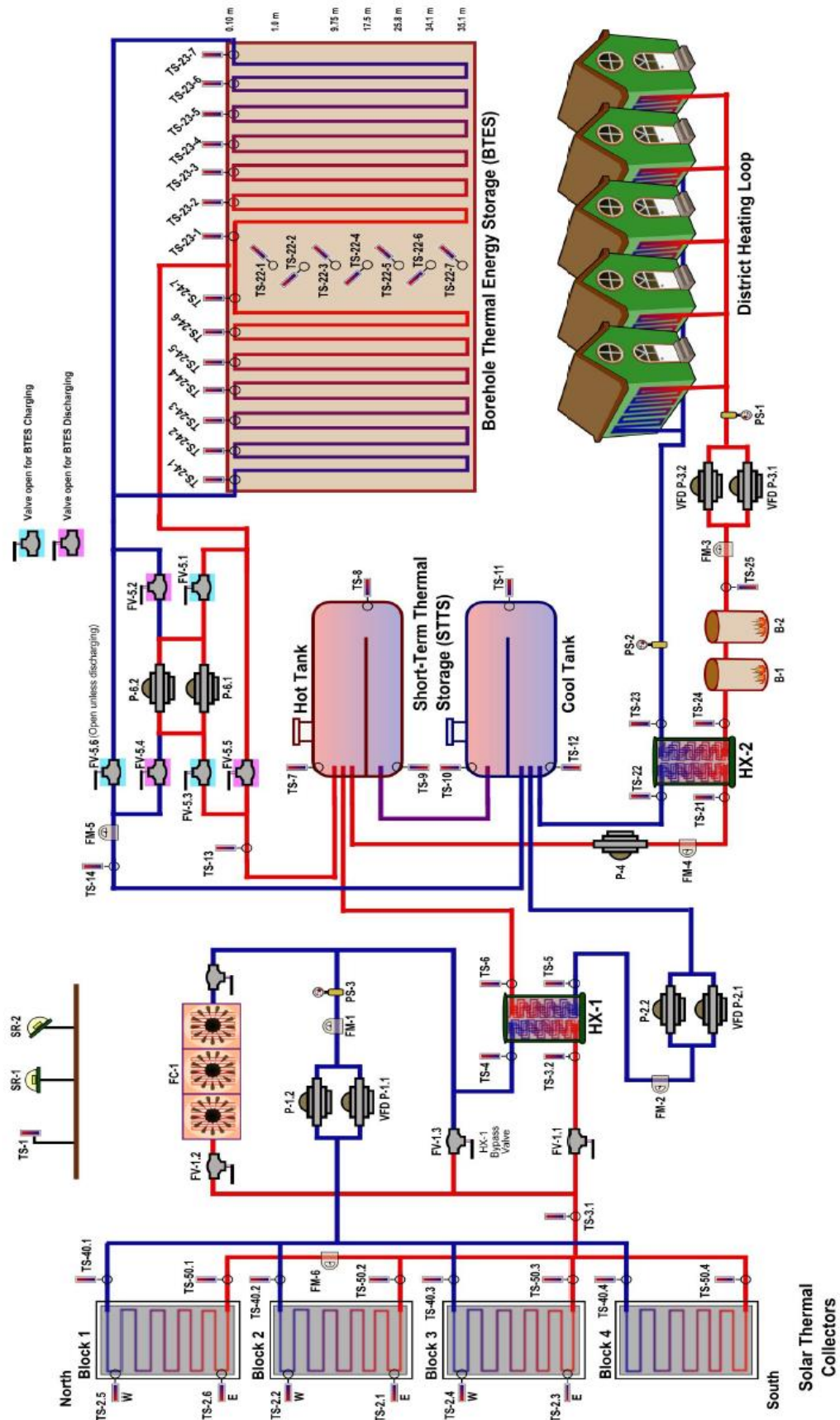
A garáztetőkön lévő napkollektorokból (27. ábra) fagyálló folyadék hőhordozó közeg szállítja a hőt a HX-1 hőcserélőbe, ahol az átadja az átmeneti hőtároló (STTS) hideg tartályából jövő víznek.

Az átmeneti hőtároló (STTS) két 120 m³-es, fekvő, hengeres tartályból áll, amelyekben hosszanti terelőlemez segíti az áramlásirányú hőmérsékleti rétegződés kialakulását.

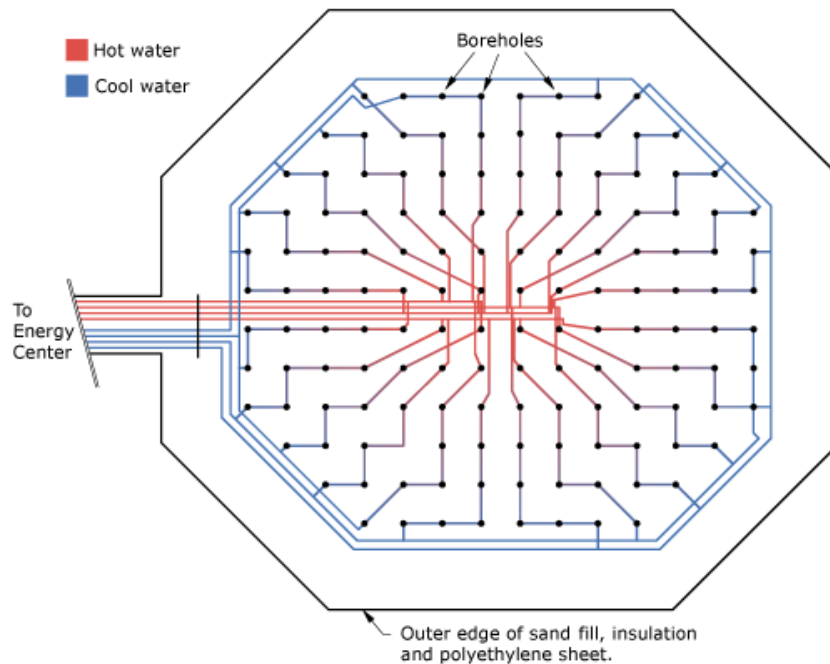
A felmelegített víz az átmeneti hőtároló meleg tartályába kerül. Az átmeneti hőtároló meleg tartályából kisebb sebességgel töltik át a hőt a szezonális hőtárolóba (BTES). A szezonális hőtárolón átáramlott, lehűlt víz az átmeneti hőtároló hideg tartályába kerül vissza. Az átmeneti hőtároló meleg és hideg tartálya kiegyenlítő vezetékkel van összekötve.

A szezonális hőtároló (28. ábra) felülnézetében 37 m laptávolságú, nyolcszög alapú hasáb befoglaló geometriában, egymástól 2250 mm-re, négyzetosztásban elhelyezett, 144 db, 150 mm átmérőjű talajszondából (béléscsőes hőcserélő) áll, amelyek 35 m mélyre nyúlnak le a talajba. A tetején hőszigetelt tároló térfogata 34 000 m³. A 24 részre bontott vízáram mindegyik árama 6-6 talajszondán halad át egymás után, nagyjából sugárirányban, kifelé. A hőtárolóban sugárirányú hőmérsékleti rétegződés jön létre, a hőtároló palástfelülete lesz a legalacsonyabb hőmérsékletű, ezért kisebb a hőveszteség, mint egy homogén hőmérsékletű hőtárolónál. A szezonális hőtároló ürítésekor a vízáram a feltöltéssel ellentétes irányú. A szezonális hőtároló maximális hőmérséklete nyár végére a magban ~80 °C, átlagos tárolási összhatásfoka ~41%.

Az épületfűtéshez szükséges melegvíz az átmeneti hőtároló meleg tartályából szállítja a hőt a HX-2 hőcserélőbe, ahol átadja az épületek fűtési körében keringetett fagyálló folyadéknak, majd visszatér az átmeneti hőtároló hideg tartályába. Az épületfűtő kör kiegészítő fűtési lehetőséggel rendelkezik.



27. ábra A Drake Landing Solar Community [76]



28. ábra A Drake Landing Solar Community szezonális hőtárolójának vázlata [75]

A lakóközösségek épületfűtési és melegvíz-ellátási hőigényeit kielégítő, szezonális hőtárolók korábbi változatai a technikailag igényesebb, jól hőszigetelt típusok közül kerültek ki. A jelenleg épülő hőtárolók inkább nagyobb térfogatú, egyszerű, technikailag igénytelenebb, részben hőszigetelt típusúak (BTES, PTES). Ezek veszteség hőáramsűrűsége nagyobb, de kisebb a fajlagos felületük és kisebb a fajlagos beruházási költségük is.

A mesterséges hőszigetelés nélküli típusok csak a telepítéshez szükséges természetes adottságokkal rendelkező helyeken építhetők.

2.6.4. Regenerátorok, mint átmeneti hőtárolók

A regenerátorok régóta alkalmazott, nagy hőkapacitású, érzékelhető hő tároló töltettel ellátott, jellemzően instacioner hőmérsékleti állapotú hőcserélők, rövid töltési-ürítési ciklusidővel (10-7200 s), amelyeket nagy gázáramoknál szoktak alkalmazni. A hideg és meleg gázáram időben el van választva, de térben nincs. Belső kialakításukból adódóan az áramló gázban mérhető kis hőátadási tényező miatt szükséges nagy hőátadó felülettel rendelkeznek.

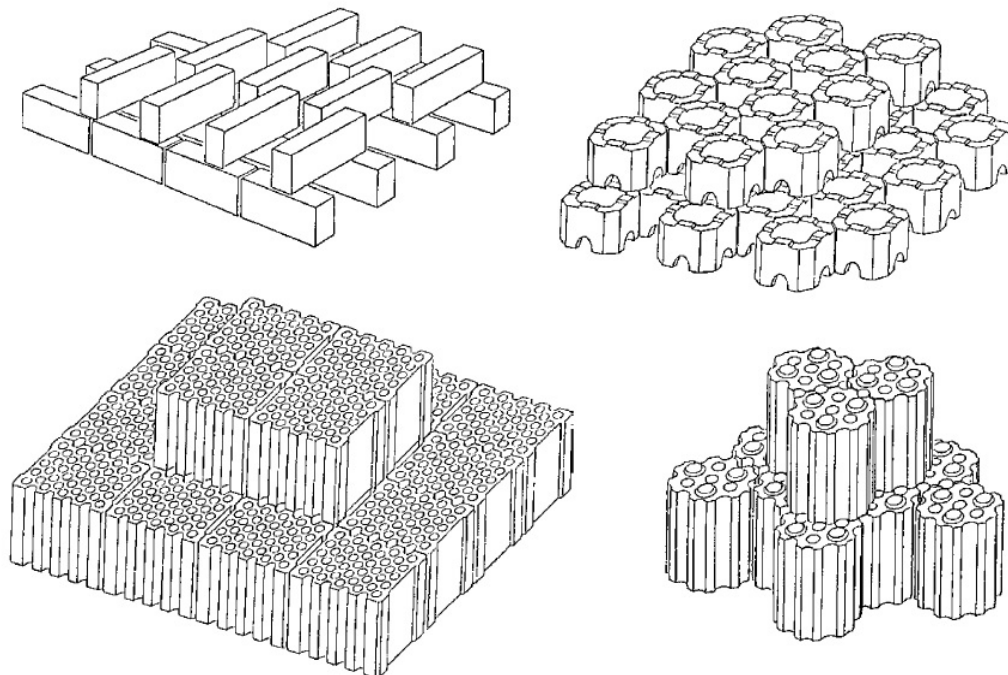
Magas hőmérsékleten (~1300 °C-ig) kohóművekben, acélművekben, üvegyiparban forró gázok hőtartalmának egy részét hasznosítják más gázok előmelegítésére.

Alacsony hőmérsékletű változatait ($\sim -170\text{ }^\circ\text{C}$) a levegő- és gázcseppfolyósításnál használják.

Hőtároló töltetük tűzálló téгла (29. ábra), kerámiagolyó, fémlemez (acél, alumínium), huzalszövet, közet szokott lenni. A töltet üres térfogathányada általában 0,4-0,7 körüli [104]. A hőtároló ágy geometriája általában $L/D < 10$ arányú (rövid hőtároló). A téglából felépített kivitelűeket a jobb tisztíthatóság és kisebb áramlási ellenállás miatt előnyben részesítik a szemcsés vagy golyótöltetes változatokkal szemben [100].

Alaptípusai:

- nyugvó töltetű, kétkamrás, váltóüzemű regenerátor, ahol a kamrák hőtároló töltetein felváltva vezetik át a meleg és a hideg közeget (pl. Siemens-Martin kemencék regenerátorai, Cowper.)
- mozgó töltetű (pl. Ljungström), amelynek mozgó hőtároló szerkezete kis sebességgel forog a két, egymás melletti csatornában vezetett gázáramban.



29. ábra Néhány tűzálló téglatípus regenerátorokhoz [100]

A regenerátorok számításával, méretezésével – többek között – a VDI Heat Atlas [100] foglalkozik részletesen.

2.7. Villamosenergia-termelés szolár hőerőműben

2.7.1. Szolár hőerőművek hőtároló nélkül vagy rövid időtávú (átmeneti) hőtárolóval

Az eddig megépített nap-hőerőművek 0,25-354 MW teljesítményűek (a közel 70 erőmű együttes beépített teljesítménye ~2,1 GW) [77]). Az előforduló típusok a következők szerint csoportosíthatók [79].

A szolár kollektor lehet:

- parabolavályú (levegő, víz-vízgőz, szintetikus termoolaj, sóolvadék hőhordozó közeggel), az üzemelő, nagyobb teljesítményű erőművek ezt a kollektortípust használják (USA: Solar Energy Generating Systems, 354 MW; Spanyolország: Solnova, Andasol, Extresol, mindegyik 150 MW-os) [77],
- lineáris Fresnel tükörrendszer (víz-vízgőz hőhordozó közeggel), a legnagyobb üzemelő erőmű teljesítménye 31,4 MW (Puerto Errado, Spanyolország) [77],
- torony heliosztátokkal (levegő, víz-vízgőz, sóolvadék hőhordozó közeggel), a legnagyobb üzemelő erőmű teljesítménye 20 MW (PS20, Spanyolország), de épülőfélben van 370 MW-os is (Ivanpah Solar Power Facility, USA) [77],
- paraboloid tányér Stirling motorral (levegő vagy hélium munkaközeggel), a legnagyobb üzemelő erőmű 1,5 MW teljesítményű (Maricopa Solar, USA) [77].

Alaptípusaik hőtárolás szempontjából:

- átmeneti hőtároló nélküli, kiegészítő (fosszilis) fűtéssel ellátott,
- átmeneti hőtárolós (1-15 óra időtartamú; olvadt só, szilárd kőzet vagy kerámia [80] töltetű, érzékelhetőhő-tároló; Ruths-hőtároló), kiegészítő (fosszilis) fűtéssel vagy a nélkül.

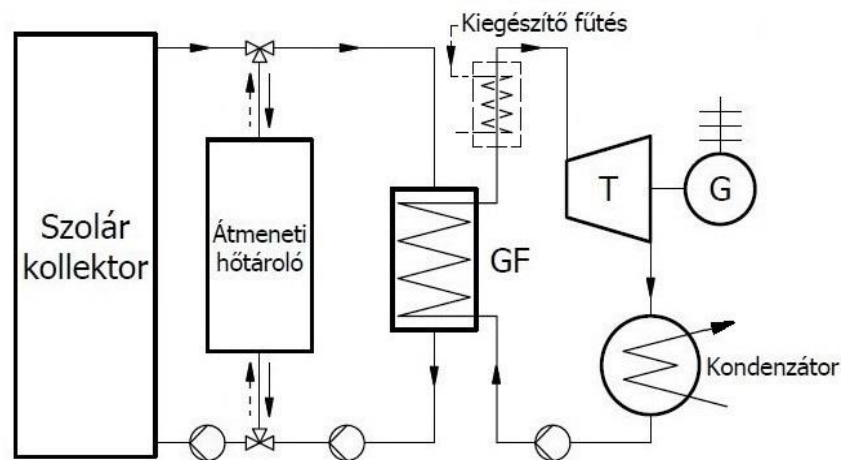
A hőtároló nélküli szolár hőerőművekben a napsugárzás napi egyenetlensége miatt a kollektor által maximálisan begyűjthető hőáram 1-1,5-szerese szokott lenni a villamosenergia-termelő körfolyamat maximális teljesítményéhez tartozó hőáram-igénynek (ennek az ú.n. „szolár szorzó”-nak a [81] irodalom szerinti optimális értéke

~1,16), vagyis maximális intenzitású napsütésnél a napsütésből származó hőáram egy részét nem használják fel a hőtároló nélküli szolár hőerőművekben. Átmeneti hőtárolós erőműnél – a hőtárolás lehetősége miatt – a szolár szorzó értéke 3-4 [84].

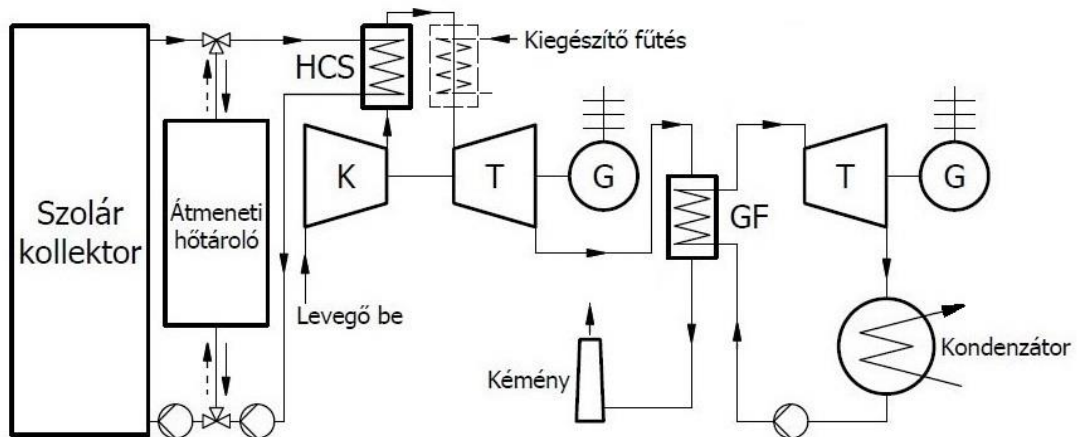
A hőenergia villamos energiává történő átalakításának módja:

- Rankine-Clausius körfolyamat [82] (30. ábra),
 - o vízgőz munkaközegű,
 - o szerves munkaközegű (ORC) [83],
- kombinált körfolyamat [82] (Brayton-Joule + Rankine-Clausius) (31. ábra),
- Kalina körfolyamat,
- Stirling körfolyamat.

A gyűjtőpontjában Stirling motorral felszerelt, paraboloid tányéros kollektorokból álló nap-hőerőműparkban jellemzően decentralizált a villamosenergia-termelés, ezért ez esetben beépített hőtároló nincs.



30. ábra Átmeneti hőtárolós szolár erőmű R-C körfolyamattal (GF: gőzfejlesztő) [82] alapján ábrázolva



31. ábra Átmeneti hőtárolós szolár erőmű kombinált körfolyamattal (HCS: hőcserélő) [82] alapján ábrázolva

A megépített szolár hőerőművek átmeneti hőtárolója [84] alapján lehet:

- folyadék hőtároló anyagú, érzékelhető hő-tároló,
 - direkt tároló (a kollektor hőhordozó közege maga a hőtároló anyag),
 - egytartályos (úszó dugattyúval vagy hőmérsékleti rétegződéssel elválasztott) [61], [63],
 - kéttartályos (meleg tartály, hideg tartály) [85],
 - indirekt tároló (a kollektor hőhordozó közege és a hőtároló anyag között rekuperatív hőcserével adódik át a hő),
 - egytartályos,
 - kéttartályos [86],
- szilárd hőtároló anyagú, érzékelhető hő-tároló,
 - nyugvó ágyas (a hőhordozó közeg átáramlik a nyugvó hőtároló anyagon, regeneratív hőcserével adódik át a hő [61], [63], [87], [88]),
 - mozgó ágyas (az apró szemcsés hőtároló anyag szabadesés közben vagy fluidizált állapotban veszi fel vagy adja le a hőt, a hideg és a meleg, szemcsés hőtároló anyagot külön tartályokban tárolják [61], [63], [87]).

Épülőfélben van (2013. évi adatok) 25 nap-hőerőmű 1-370 MW teljesítménnyel (összteljesítményük ~2,5 GW).

Tervezési fázisban van további 45 nap-hőerőmű 0,08-2000 MW teljesítménnyel (összteljesítményük ~10,1 GW).

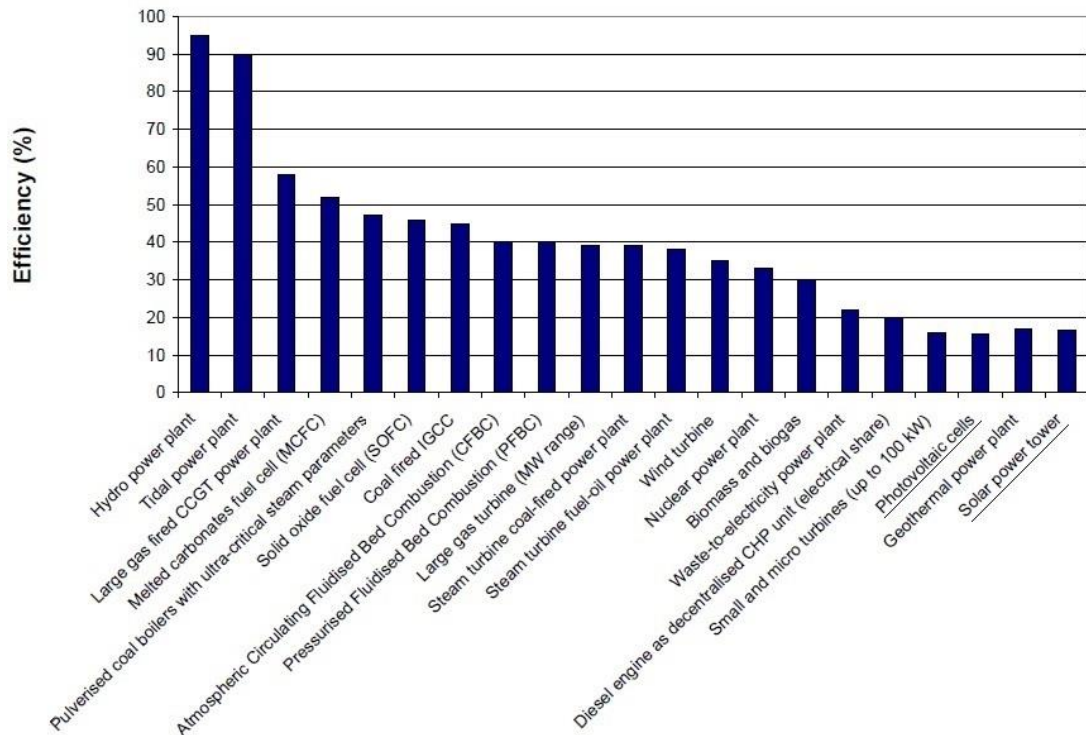
Megjegyzendő, hogy a napenergiából származó villamos energia nagyobbik részét jelenleg nem nap-hőerőművekben, hanem napelemes erőművekben állítják elő. Például az Amerikai Egyesült Államokban (2013. februári állapot) üzemelő, napenergiából villamos energiát előállító erőművek által szolgáltatott névleges teljesítmény 82%-a napelemes, 18%-a nap-hőerőműből származik [78], az épülőfélben lévő és a jelenleg tervezett beruházásokkal együtt ez az arány a közeljövőben 79%:21%-ra fog változni.

2.8. Szolár erőművek összehatásfoka

A villamosenergia-termelő, szolár hőerőművek összehatásfoka a szolár kollektor típusától függően [79]:

- parabolavályú: 10-14%,
- lineáris Fresnel tükörrendszer: 9-12%,
- torony heliosztátokkal: 14-19%,
- paraboloid tányér Stirling motorral: ~20-25%.

A 33. ábra különböző típusú, villamosenergia-termelő erőművek összehatásfokát szemlélteti, köztük a megújuló energiaforrásokra támaszkodó típusokat is.



33. ábra Az erőművi összehatásfok az egyes erőművi technológiák esetében [90]

A villamosenergia-termelő, szolár hőerőművek összehatásfoka növelhető még néhány százalékkal a hőtárolók vagy a szolár kollektormező felosztásával [91]. A Rankine-Clausius körfolyamat megcsapolt gőzzel történő tápvíz előmelegítése helyettesíthető alacsony hőmérsékletű szolár hővel történő előmelegítéssel [92], [93].

2.9. A hőterjedés differenciálegyenlete és annak numerikus megoldása

A dolgozat tárgyát képező szilárd töltetű hőtároló töltésének és ürítésének leírásához szükség van a hőterjedés matematikai leírására.

Az érzékelhető hőt tároló berendezés szilárd töltetében és a hőtárolón átáramló hőhordozó közegben történő hőterjedés leírására a hőterjedés általános differenciálegyenlete szolgál (lásd F1 Függelék), amelynek zárt alakban történő megoldása nem ismert.

A hőterjedés általános differenciálegyenletéből (az F1 Függelékben bemutatott módon) vezethető le a Fourier-Kirchoff differenciálegyenlet (amely akkor érvényes, ha az anyag homogén, izotróp, az anyagjellemzők nem függenek a hőmérséklettől, nincs hőforrás, nincs nyelő, a külső- és a térerők teljesítménye elhanyagolható, a közeg mozgási energiája nem játszik szerepet)

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + \underline{w} \operatorname{grad}(t) = a \nabla^2 t, \quad (5)$$

ahol t hőmérséklet [$^{\circ}\text{C}$], τ idő [s], w sebesség [m/s], a hődiffúzitívási tényező [m^2/s].

A fenti differenciálegyenletnek csak egyes speciális esetekben ismertek a megoldásai, általános esetben numerikus, közelítő megoldásokkal lehet a gyakorlat szempontjából kielégítő pontosságú eredményt elérni.

A numerikus megoldások a következők lehetnek [95]:

- véges differenciák módszere,
- véges térfogat módszer,
- végeelem módszer,
- spektrális módszer.

Dolgozatomban a Fourier-Kirchoff differenciálegyenlet numerikus megoldására a véges differenciák módszerét alkalmaztam, amelynek ismertetése az F2 Függelékben található.

2.9.1. Szilárd töltetű, érzékelhetőhő-tároló működését leíró differenciálegyenletek

A szilárd töltetű hőtároló matematikai modellezése során egy-egy külön differenciálegyenlettel írható le a szilárd hőtároló anyag és az áramló hőhordozó közeg hőmérsékletének időbeni és hely szerinti változása. Mindkét egyenletnél kezdeti feltételre és a két közegnek egymással, valamint a környezettel való kapcsolatát leíró peremfeltételekre van szükség.

Az általában kör keresztmetszetű, hengeres, szilárd töltetű hőtárolóban a hőhordozó közeg a szilárd tölteten keresztül állandó vagy változó keresztmetszetű áramlási csatornában áramlik. A hengerszimmetria miatt az áramlás leírható hengerkoordinátarendszerben kétdimenziósként, a sugárirányú termikus ellenállás elhanyagolásával pedig egydimenzióssá egyszerűsíthető. Az áramló hőhordozó közegben történő hőterjedést leíró differenciálegyenletbe beépíthetők a szilárd töltettel és a környezettel létrejövő hőátadásos kapcsolatot leíró peremfeltételek is.

A hőtároló szilárd töltetében történő hőterjedést leíró differenciálegyenlet szintén megadható két- vagy egydimenziósként. A szilárd töltetben történő hőterjedést leíró egydimenziós differenciálegyenletbe beépíthetők az áramló hőhordozó közeggel és a környezettel létrejövő hőátadásos kapcsolatot leíró peremfeltételek. Kétdimenziós esetben a peremfeltételek külön egyenletekként is megadhatók.

A szakirodalomban számos, a szemcsés, szilárd töltettel ellátott hőtárolóban és a rajta keresztüláramló hőhordozó közegben történő hőterjedést leíró differenciálegyenletrendszer megadási módszer található. Kiváló összehasonlító elemzést közölt Ismail, K. A. R. és Stuginsky Jr., R. [97]. A következő összefoglalót részben ebből merítettem. A jelöléseket a jelen dolgozat jelölésrendszerére dolgoztam át.

A modellek (az (5) egyenletnél felsoroltakon kívül) általában a következő egyszerűsítésekkel élnek:

- a szilárd töltetű hengerszimmetrikus,
- hőszigeteléssel nem számolnak,
- a szilárd töltetszemcsékben nincs hőmérséklet-gradiens.

Az (5) egyenletből származtatják a különböző modelleket a már felsorolt egyszerűsítésekkel. Kétfázisú és egyfázisú modelleket hoztak létre, amelyeknél az x-koordináta a hengeres ágy hossz tengelyébe esik, rá merőleges az r-koordináta.

A. Egyfázisú modellek

Az egyfázisú modellekben a szilárd fázist és az áramló hőhordozó közeget azonos hőmérsékletűnek tekintik (innen az elnevezés), végtelen nagy hőátadási tényezőt tételeznek fel közöttük, és a hőterjedést egy differenciálegyenlettel írják le.

- Általános, 2D (kétdimenziós) modell

A hőterjedést leíró differenciálegyenlet figyelembe veszi a hosszirányú és a sugárirányú hővezetést, számol a hosszirányú konvekcióval, tartalmazza a környezet felé irányuló hőveszteségre vonatkozó peremfeltételt

$$\left[\varepsilon \rho_f c_f + (1-\varepsilon)\rho_s c_s \right] \frac{\partial t}{\partial \tau} + \varepsilon \rho_f c_f w_f \frac{\partial t}{\partial x} = \lambda_{\text{eff}x} \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \lambda_{\text{eff}r} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} \right) - \kappa_w a_w (t - t_k), \quad (6)$$

ahol ε a szilárd töltetű ágy porozitása [-], ρ_f az áramló hőhordozó közeg sűrűsége [kg/m^3], c_f az áramló hőhordozó közeg fajhője [J/kgK], ρ_s a szilárd hőtároló anyag sűrűsége [kg/m^3], c_s a szilárd hőtároló anyag fajhője [J/kgK], t az áramló hőhordozó közeg és a szilárd hőtároló anyag (egymással megegyező) hőmérséklete [$^\circ\text{C}$], w_f az áramló hőhordozó közeg átlagsebessége az áramlási csatornában [m/s], $\lambda_{\text{eff}x}$ az effektív hővezetési tényező egyfázisú modellre hosszirányban [99] [W/mK], $\lambda_{\text{eff}r}$ az effektív hővezetési tényező egyfázisú modellre sugárirányban [99] [W/mK], t_k a környezeti hőmérséklet [$^\circ\text{C}$], a_w a szilárd töltetű ágy külső felülete az ágytér fogathoz viszonyítva [m^{-1}], κ_w hőátzármaztatási tényező az áramló hőhordozó közeg és a környezet között [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$].

- Általános, 1D (egydimenziós) modell

A hőterjedést leíró differenciálegyenlet figyelembe veszi a hosszirányú hővezetést, számol a hosszirányú konvekcióval, tartalmazza a környezet felé irányuló hőveszteségre vonatkozó peremfeltételt

$$\left[\varepsilon \rho_f c_f + (1-\varepsilon)\rho_s c_s \right] \frac{\partial t}{\partial \tau} + \varepsilon \rho_f c_f w_f \frac{\partial t}{\partial x} = \lambda_{\text{eff}} \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} - \kappa_w a_w (t - t_k). \quad (7)$$

B. Kétfázisú modellek

A kétfázisú modellek két külön differenciálegyenlettel írják le a hőterjedést a szilárd fázisban és az áramló hőhordozó közegben, amelyek eltérő hőmérsékletűek.

- Általános, 2D-2D (mindkét közegben kétdimenziós) modell

Az áramló hőhordozó közegben történő hőterjedést leíró differenciálegyenlet figyelembe veszi a hosszirányú és a sugárirányú hővezetést, számol a hosszirányú konvekcióval, tartalmazza az áramló hőhordozó közeg és a szilárd hőtároló anyag közötti hőátadási peremfeltételt, és a környezet felé irányuló hőveszteségre vonatkozó peremfeltételt

$$\varepsilon \rho_f c_f \left(\frac{\partial t_f}{\partial \tau} + w_f \frac{\partial t_f}{\partial x} \right) = \lambda_{\text{eff}x} \frac{\partial^2 t_f}{\partial x^2} + \lambda_{\text{eff}r} \left(\frac{\partial^2 t_f}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t_f}{\partial r} \right) + \alpha_f a_p (t_s - t_f) - \kappa_w a_w (t_f - t_k), \quad (8)$$

ahol t_f az áramló hőhordozó közeg hőmérséklete [$^{\circ}\text{C}$], t_s a szilárd hőtároló anyag hőmérséklete [$^{\circ}\text{C}$], ρ_f az áramló hőhordozó közeg sűrűsége [kg/m^3], c_f az áramló hőhordozó közeg fajhője [J/kgK], w_f az áramló hőhordozó közeg átlagsebessége az áramlási csatornában [m/s], $\lambda_{\text{eff}x}$ az áramló hőhordozó közeg effektív hővezetési tényezője hosszirányban [99] [W/mK], $\lambda_{\text{eff}r}$ az áramló hőhordozó közeg effektív hővezetési tényezője sugárirányban [99] [W/mK], a_p a hőtároló szilárd töltet szemcséinek felülete az ágytérfogathoz viszonyítva [m^{-1}], α_f az áramló hőhordozó közeg hőátadási tényezője [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$].

A szilárd hőtároló anyagban történő hőterjedést leíró differenciálegyenlet figyelembe veszi a hosszirányú és a sugárirányú hővezetést, tartalmazza az áramló hőhordozó közeg és a szilárd hőtároló anyag közötti hőátadási peremfeltételt

$$(1-\varepsilon)\rho_s c_s \frac{\partial t_s}{\partial \tau} = \lambda_{\text{seff}x} \frac{\partial^2 t_s}{\partial x^2} + \lambda_{\text{seff}r} \left(\frac{\partial^2 t_s}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t_s}{\partial r} \right) + \alpha_f a_p (t_f - t_s), \quad (9)$$

ahol ρ_s a szilárd hőtároló anyag sűrűsége [kg/m³], c_s a szilárd hőtároló anyag fajhője [J/kgK], λ_{seffx} a szilárd hőtároló anyag effektív hővezetési tényezője hosszirányban [99] [W/mK], λ_{seffr} a szilárd hőtároló anyag effektív hővezetési tényezője sugárirányban [99] [W/mK].

- **Általános, 1D-1D (mindkét közegben egydimenziós) modell**

Az áramló hőhordozó közegben történő hőterjedést leíró differenciálegyenlet figyelembe veszi a hosszirányú hővezetést, számol a hosszirányú konvekcióval, tartalmazza az áramló hőhordozó közeg és a szilárd hőtároló anyag közötti hőátadási peremfeltételt, és a környezet felé irányuló hőveszteségre vonatkozó peremfeltételt

$$\varepsilon \rho_f c_f \left(\frac{\partial t_f}{\partial \tau} + w_f \frac{\partial t_f}{\partial x} \right) = \lambda_{seffx} \frac{\partial^2 t_f}{\partial x^2} + \alpha_f a_p (t_s - t_f) - \kappa_w a_w (t_f - t_k). \quad (10)$$

A szilárd hőtároló anyagban történő hőterjedést leíró differenciálegyenlet figyelembe veszi a hosszirányú hővezetést, tartalmazza az áramló hőhordozó közeg és a szilárd hőtároló anyag közötti hőátadási peremfeltételt

$$(1 - \varepsilon) \rho_s c_s \frac{\partial t_s}{\partial \tau} = \lambda_{seffx} \frac{\partial^2 t_s}{\partial x^2} + \alpha_f a_p (t_f - t_s). \quad (11)$$

- **Schumann 1D-1D (mindkét közegben egydimenziós) modell**

Az áramló hőhordozó közegben történő hőterjedést leíró differenciálegyenlet a hosszirányú hővezetést nem veszi figyelembe, számol a hosszirányú konvekcióval, tartalmazza az áramló hőhordozó közeg és a szilárd hőtároló anyag közötti hőátadási peremfeltételt, és a környezet felé irányuló hőveszteségre vonatkozó peremfeltételt

$$\varepsilon \rho_f c_f \left(\frac{\partial t_f}{\partial \tau} + w_f \frac{\partial t_f}{\partial x} \right) = \alpha_f a_p (t_s - t_f) - \kappa_w a_w (t_f - t_k). \quad (12)$$

A szilárd hőtároló anyagban történő hőterjedést leíró differenciálegyenlet a hosszirányú hővezetést nem veszi figyelembe, tartalmazza az áramló hőhordozó közeg és a szilárd hőtároló anyag közötti hőátadási peremfeltételt

$$(1 - \varepsilon) \rho_s c_s \frac{\partial t_s}{\partial \tau} = \alpha_f a_p (t_f - t_s). \quad (13)$$

Ismail, K. A. R. és Stuginsky Jr., R. [97] összehasonlító elemzésének végkövetkeztetései:

- mindegyik módszerrel megoldhatók a számítások,
- az egyszerűbb modellek (pl. a széles körben használt Schumann modell) rövidebb futásidővel szolgáltatnak használhatóan jó pontosságú eredményt,
- a pontosabb modelleknek jóval nagyobb futásidőigényük van.

A következő táblázat a különböző modellek véges differenciákon alapuló közelítéssel történő számításának az egyfázisú, 1D modell futásidejéhez viszonyított relatív gépidőigényét hasonlítja össze egy példaszámítás eredményei alapján.

1. táblázat Futásidőigények összehasonlító táblázata [97] alapján

Modell	Relatív futásidőigény [-]
Egyfázisú, 1D modell	1
Kétfázisú, Schumann 1D-1D modell	4,2
Kétfázisú, általános 1D-1D modell	7,2
Egyfázisú, 2D modell	19,9
Kétfázisú, általános 2D-2D modell	180

Az optimalási feladatok a számítások sokszori elvégzését igénylik, ezért fontos a minél rövidebb számítási idő.

Zhen Yang és S. V. Garimella [98] közleményükben kvarckővel töltött szilárd szemcsés töltetű, hengeres hőtároló feltöltésének és ürítésének szimulációs számítását végezte sóolvadék hőhordozó közeggel (HITEC: 7% NaNO_3 + 40% NaNO_2 + 53% KNO_3). A hőterjedést leíró differenciálegyenleteket véges differenciák módszerével oldották meg. Meghatározták a tárolási összhatásfokot a Reynolds-szám és a szemcseméretre viszonyított tároló magasság függvényében. Számításaik eredményeit mérésekkel is alátámasztották. A tárolási összhatásfok nem tartalmazta a működtetési munkaszükségletet.

3. Modellalkotás és optimalás

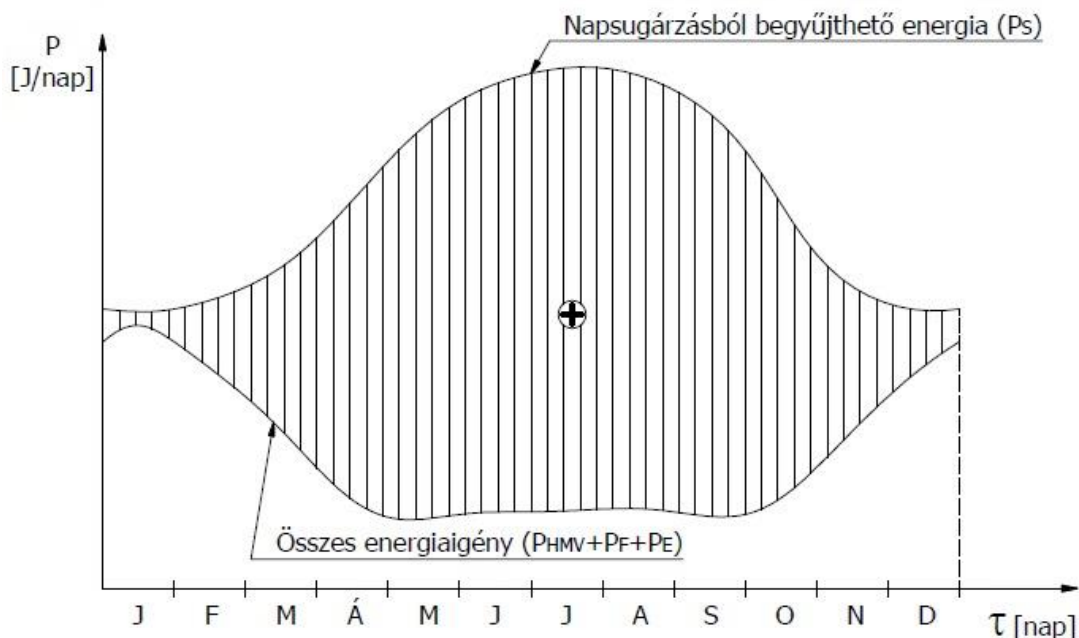
3.1. Egyidejű hő- és villamosenergia-termelési lehetőségei szezonális hőtároló alkalmazásával

Egy fogyasztási egység (egy családi ház, egy település, vagy akár egy ország) P_{HMV} használati melegvíz hőigényének, P_F fűtési hőigényének és P_E villamosenergia-igényből származó hőigényének pillanatnyi összege nincs szinkronban a P_S napsugárzásból begyűjthető hőenergia-mennyiséggel (lásd 17. ábra).

Megvizsgáltam, hogy a lehetőség és a fogyasztási igény elvileg lehetséges csatolási változatainál hogyan alakul a szezonális hőtároló töltési-ürítési periódusainak száma.

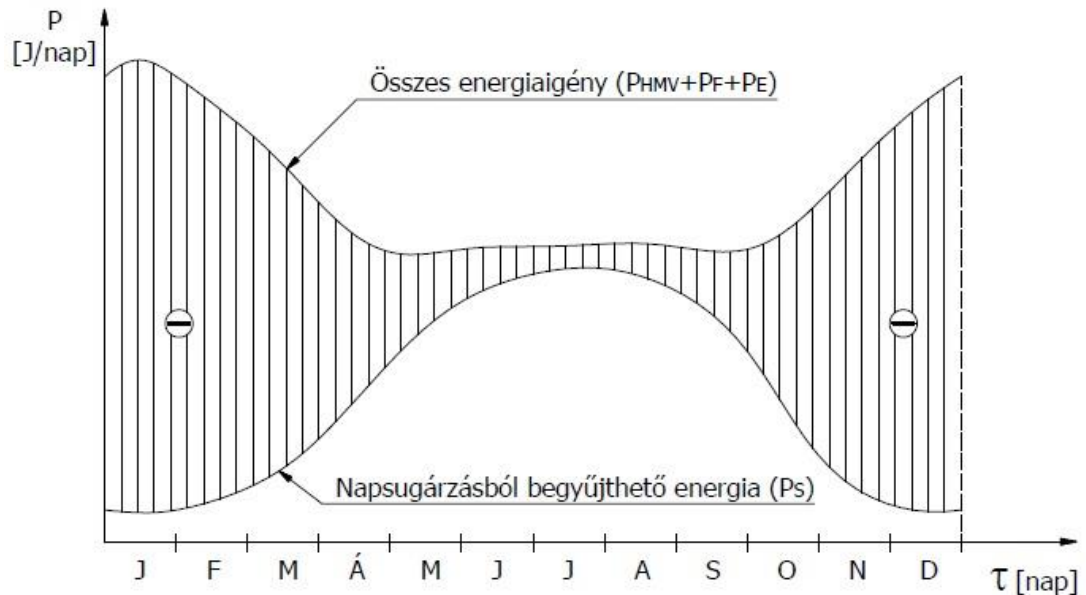
A begyűjthető hőenergia és a fogyasztási igény lehetséges viszonya egy fogyasztási egységben háromféle lehet.

Ha a begyűjthető hőmennyiség mindig nagyobb az igénynél, akkor a hőgyűjtő feleslegesen túlméretezett, szinte soha nincs teljesen kihasználva (34. ábra). A felesleges beépített kapacitás felesleges beruházási költséggel jár. Ebben az esetben szezonális hőtárolóra nincs szükség.



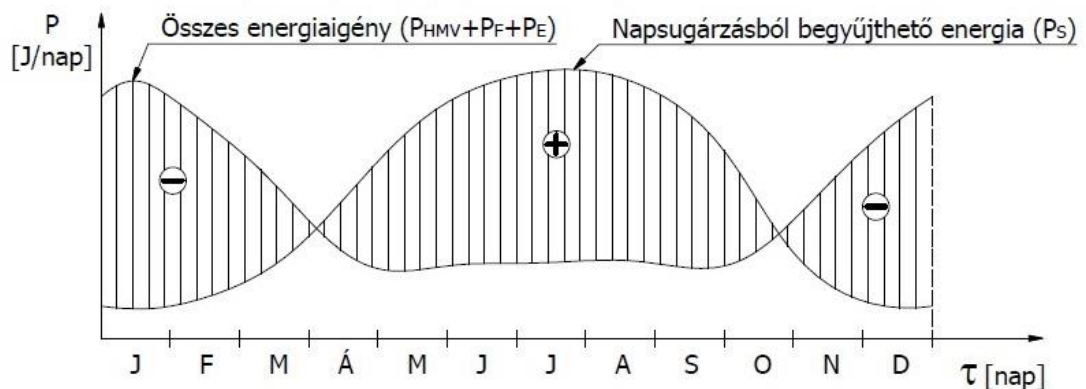
34. ábra Feleslegesen nagy kapacitású, kihasználatlan hőgyűjtő

Ha a begyűjthető hőmennyiség mindig kisebb az igénynél (35. ábra), akkor a hőgyűjtő mindig teljesen ki van használva, de az igények kielégítésére bármikor felhasználható (pl. fosszilis) energiaforrásra is szükség van („Kiegészítő fűtés” a 30-31. ábrákon). Ebben az esetben sincs szükség szezonális hőtárolóra.



35. ábra Elégtelen kapacitású, teljesen kihasznált hőgyűjtő

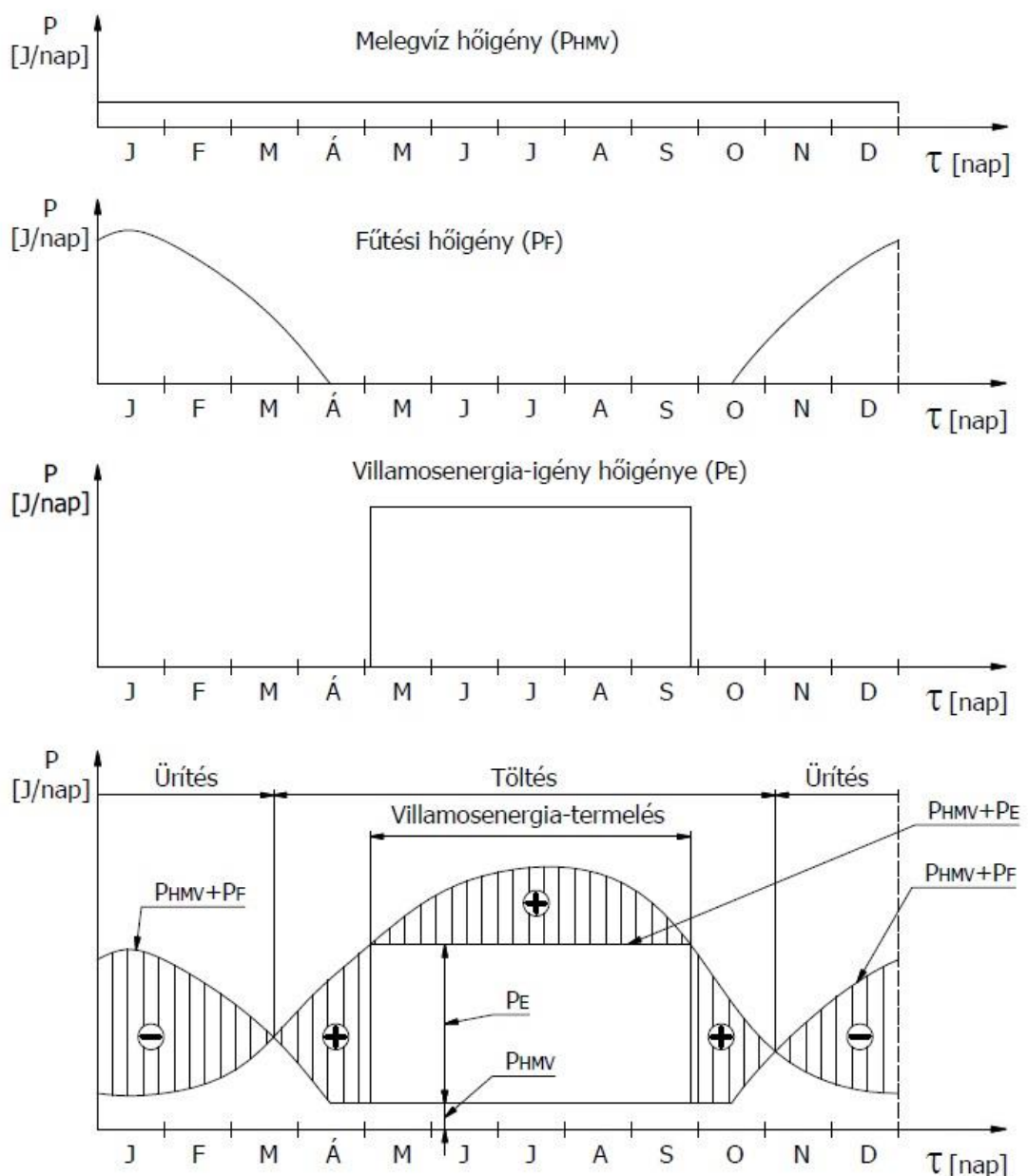
Ha a begyűjthető hőmennyiség télen kisebb, nyáron nagyobb az igénynél, akkor a hőgyűjtő (szezonális hőtároló használata nélkül) télen teljesen, nyáron csak részben van kihasználva (36. ábra), az igények kielégítésére bármikor felhasználható (pl. fosszilis) energiaforrásra is szükség van (30-32. ábra kiegészítő fűtése). Szezonális hőtároló használatával viszont elérhető, hogy a hőgyűjtő mindig teljesen ki legyen használva, más energiaforrásra ne legyen szükség.



36. ábra Köztes kapacitású hőgyűjtő kihasználtsága

Ahogy 36. ábrából kitűnik, a szezonális hőtárolóban eltárolandó hőmennyiség nagy, a tárolási idő hosszú. A tárolandó hőmennyiséggel a létesítési költségek is (nem egyenes arányban) növekednek, a tárolási idővel pedig növekednek a tárolási veszteségek és/vagy a hőszigetelés költségei. Kézenfekvő megoldás a tárolandó hőmennyiség vagy a tárolási idő csökkentése.

A tárolandó hőmennyiség csökkentése a fogyasztási igénynek a napsugárzásból begyűjthető hőmennyiség változásához történő jobb illesztésével valósítható meg, amely csak nagyobb fogyasztási egység (pl. egy ország) szintjén kivitelezhető, vegyes energiatermelési környezetben.

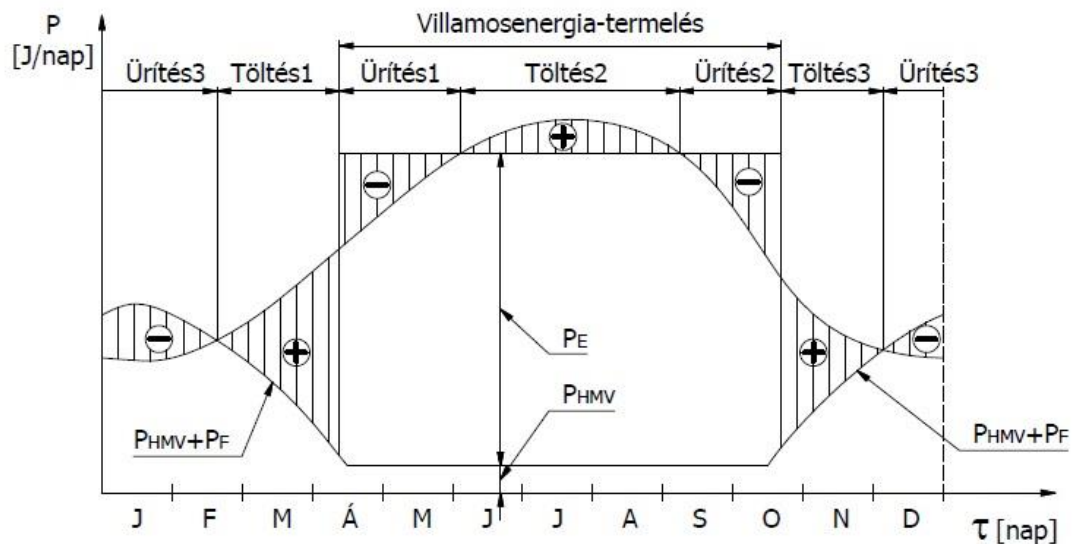


37. ábra Villamos energiát csak nyári időszakban szolgáltató szolár erőmű

A 37. ábrán egy olyan növelt hőgyűjtő kapacitású, hő- és villamos energiát is termelő, szezonális hőtárolós, szolár hőerőmű teljesítmény-idő diagramjai láthatók, amely csak a nyári időszakban szolgáltat (akkor állandó teljesítménnyel) villamos energiát. Így a szezonális hőtároló kapacitása (mérete) csökkenthető. Továbbra is évi egy töltési és egy ürítési szakasz van.

Egy villamos energiát csak nyári időszakban termelő szolár erőmű bekapcsolása az ország szintű fogyasztási egységbe maga után vonja a fosszilis tüzelőanyagú és az atomerőművek teljesítményének csökkentését ebben az időszakban (amikor egyébként is kisebb a fogyasztás). A névleges teljesítménynél kisebb teljesítménnyel üzemelő erőművek összhatásfoka természetesen kisebb lesz, az elmaradt profitról nem is beszélve. A tét azonban az élhető környezet fenntartása.

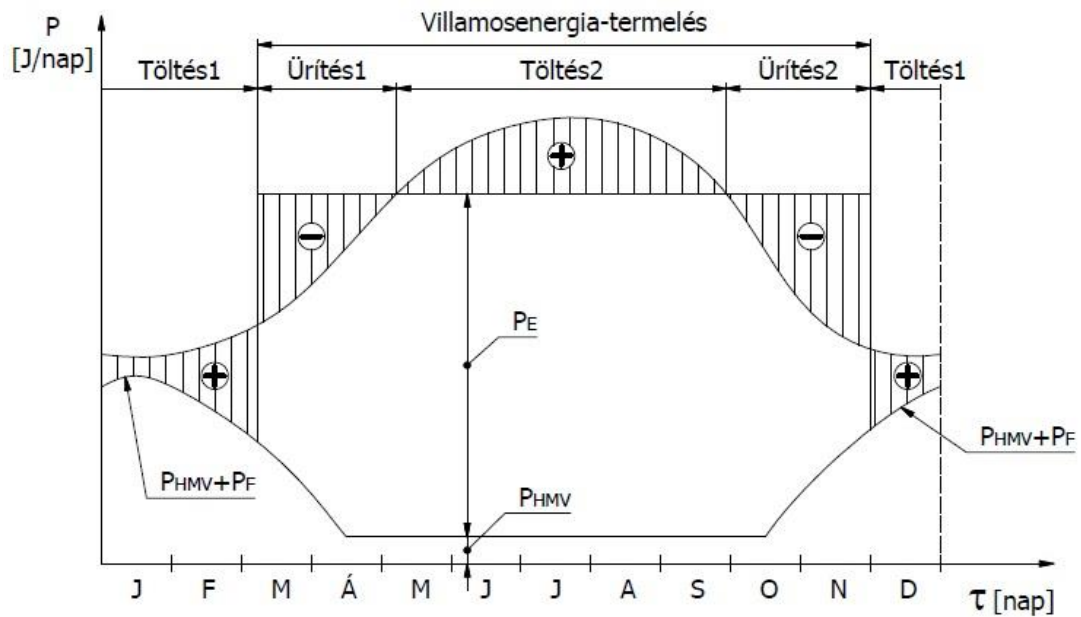
A hőgyűjtő-kapacitás további növelésével és a villamosenergia-termelési időszak kiszélesítésével a töltési-ürítési ciklusok száma háromra növelhető, a szezonális hőtároló tárolási időtartama pedig harmadára csökkenthető (38. ábra), ezzel együtt csökken a szezonális hőtároló szükséges kapacitása is. Ebben az esetben minden mutató az eddigi legjobb. A hőtároló mindhárom töltési-ürítési szakaszban más-más körülmények közt üzemel, nagy kihívás a legjobb szerkezeti kialakítás megtervezése erre az esetre.



38. ábra Villamos energiát két évszakban szolgáltatató szolár erőmű

A hőgyűjtő kapacitásnak a mindenkori használati melegvíz hőigényének és a fűtés hőigényének összege fölé történő növelésével, továbbá a villamosenergia-termelési

időszak további (már nem végig állandó teljesítményű) kiszélesítésével két töltési-ürítési ciklus alakítható ki (39. ábra). Újabb lépcsők beiktatásával tovább növelhető a töltési-ürítési ciklusok száma, ezzel csökken a tárolási idő és a hőtároló szükséges kapacitása is. Határesetben elvileg el lehetne jutni a hőtároló nélküli megoldáshoz (egész évben változó teljesítmény mellett), de a napsugárzásból begyűjthető energia egy napon belüli változása miatt rövid időtartamú tárolóra ekkor is szükség lenne.



39. ábra Villamos energiát három évszakban szolgáltató szolár erőmű

Az egyidejű hő- és villamosenergia-termelés akármelyik típusát is kívánjuk megvalósítani szolár hőerőműben, szezonális hőtároló alkalmazásával vagy a nélkül, a nagyobb összhatásfok érdekében célszerű kapcsolt rendszer kialakítása. Vagyis akkor, amikor villamosenergia-termelés is folyik a fűtési vagy melegvíz hőigényt a kondenzációs hóból érdemes fedezni.

A szolár hőerőművek szezonális hőtároló nélküli alkalmazása vagy időszakos villamosenergia-termelési célú, hosszú időtartamú hőtárolóval történő alkalmazása rontja a fosszilis energiahordozókkal üzemelő hőerőművek kihasználtságát.

3.2. A tervezett hőtároló működési körülményei

A dolgozatban leírt, tervezett és optimált, szilárd töltetű, szezonális hőtároló a hőt érzékelhető hő formájában raktározza.

A szezonális hőtároló elé a napsugárzásból begyűjtött hőmennyiség napszak szerinti és esetleg több napon áthúzódó egyenetlensége miatt átmeneti tárolót kell beépíteni, amelyből egyenletesen tölthető át a hő a szezonális hőtárolóba (32. ábra). Az átmeneti tároló számítása nem tárgya a dolgozatnak.

Az átmeneti tárolóból gáz vagy folyadék halmazállapotú hőhordozó közeg szállítja a töltési szakaszban a tárolandó hőt a szezonális hőtárolóba és adja le a szilárd töltetnek (szintén érzékelhető hő formájában). Ugyanez a hőhordozó közeg veszi fel a hőt az ürítési szakaszban a hőtároló szilárd töltetétől és szállítja a hőfelhasználóhoz.

A folyamatos üzem egymást követő töltési-ürítési ciklusai alatt időben változó nagyságú hőáram veszteség távozik a hőtároló külső hőszigetelésén át a környezetbe.

Működését tekintve a modellezett hőtároló a 3.1. fejezetben bemutatott, a villamos energiát két évszakban szolgáltató szolár hőerőmű (38. ábra) szezonális hőtárolója lesz. Ez a hőtároló évi három feltöltési-ürítési ciklussal üzemel, az egyes ciklusok alatt más-más környezeti hőmérséklet mellett, mindegyik ciklusban, időben másképpen változó betöltendő, majd ürítendő hőárammal.

A dolgozat célja a feltöltési-ürítési folyamat leírásán túl a különleges konstrukció tárolási összhatásfok szempontjából optimális belső geometriai méreteinek és működési paramétereinek meghatározására szolgáló módszer kidolgozása, valamint a módszer számítási feladaton keresztül történő bemutatása. Az optimálás célfüggvényének értéke időben hosszan tartó folyamat numerikus szimulációjának számítási eredményeiből határozható meg. A szimulációs eredményeken alapuló optimálás véges időn belül történő elvégezhetősége érdekében több, a számítások gyorsítását célzó egyszerűsítéssel kellett élnem. Ezeket az egyszerűsítéseket a 3.10. fejezet végén összegeztem.

3.3. A hőtároló kialakításának alapelvei

Az érzékelhető hő tárolására alkalmas, szilárd töltetű hőtároló kialakítása előtt meg kell fogalmazni azokat az igényeket, amelyeknek egy jó hőtárolónak meg kell felelnie. Ezek a következők:

- a. legyen nagy a hőtárolási energiasűrűsége (nagy térfogati hőkapacitású, szilárd hőtároló anyag megválasztása),
- b. a lehető legtöbb hő legyen betölthető (megköthető a hőhordozó közeg által odaszállított hőből) a feltöltési idő alatt,
- c. az ürítési idő végén a lehető legkevesebb hasznosítható hő maradjon benn a hőtárolóban,
- d. minél erőteljesebb hőmérsékleti rétegződés legyen elérhető a feltöltés és az ürítés során (a szilárd hőtároló anyag felmelegedett és még hideg része közötti, változó hőmérsékletű, átmeneti zóna minél rövidebb legyen, ennek előnyeit a 3.5. fejezetben fogom bemutatni),
- e. legyen kicsi az üzemeltetés energiaszükséglete,
- f. legyen kicsi a hőveszteség (jó hőszigetelés, kis fajlagos felület),
- g. a hőhordozó közeg olcsó és veszélytelen anyag legyen,
- h. legyen egyszerű a karbantartás,
- i. legyen biztonságos az üzemeltetés (kis túlnyomás).

Egy kiválasztott szilárd hőtároló anyag, hőhordozó közeg, hőszigetelő anyag és vastagság, valamint kiválasztott működési elv esetén a *b-c-d-e-f* pontokban felsorolt követelmények alapján állítható össze az összehasonlításra alkalmas mennyiség (a célfüggvény), amelynek a szélsőérték-helyénél adódnak az optimális geometriai méretek és üzemelési paraméterek. Nevezzük ezt a mennyiséget összhatásfoknak

$$\eta_{\text{ö}} = \frac{Q_{h \text{ id}} - Q_v - Q_{\text{tr}}}{Q_{\text{kap}}}, \quad (14)$$

ahol $Q_{h \text{ id}}$ egy töltési-ürítési ciklus alatt a hőtárolóból hőveszteség nélküli esetben visszanyerhető hőmennyiség (a hőtároló feltöltés utáni és ürítés utáni hőtartalmának különbsége ideális esetben, vagyis a hőveszteség figyelembevétele nélkül) [J], Q_v

egy töltési-ürítési ciklus alatt a hőtároló határoló felületén át a környezetbe jutó hőveszteség [J], Q_{tr} a hőhordozó közeg szállítási elektromos munkaszükségletének hőegyenértéke egy töltési-ürítési ciklus alatt (az a hőmennyiség, amelyből az elektromos munkaszükséglet egy hőerőműben előállítható lenne) [J], Q_{kap} a hőtároló maximális érzékelhetőhő-tárolási kapacitása a hőhordozó közeg ürítéskori belépő és töltéskori belépő hőmérséklete közötti tartományban [J].

A jó összehatásfokú, szilárd töltetű hőtároló kialakítása előtt érdemes megvizsgálni a töltés és az ürítés folyamatát különböző L/D arányokkal rendelkező hőtárolók esetén.

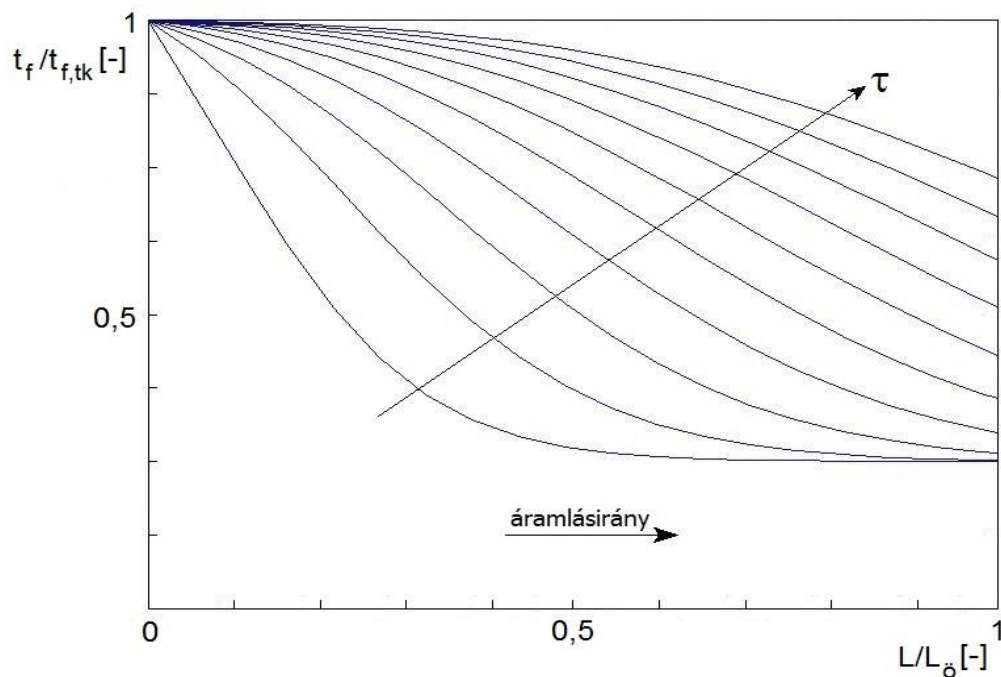
3.4. Rövid ($L/D < 10$) hőtároló töltése és ürítése

A 3.4.-3.6. fejezetek magyarázó ábrái a 3.18. fejezetben ismertetett csőcsatornás hőtároló egyjáratú és 168-járatú változatának töltési és ürítési hőmérséklet-hely függvényei közül származnak. A tengelyeken dimenziótlan mennyiségeket tüntettem fel. Bármilyen téglatípussal vagy szemcsés töltettel rendelkező érzékelhetőhőtárolónak –jellegét tekintve– az itt bemutatottakhoz hasonló töltési és ürítési hőmérséklet-hely függvényei vannak.

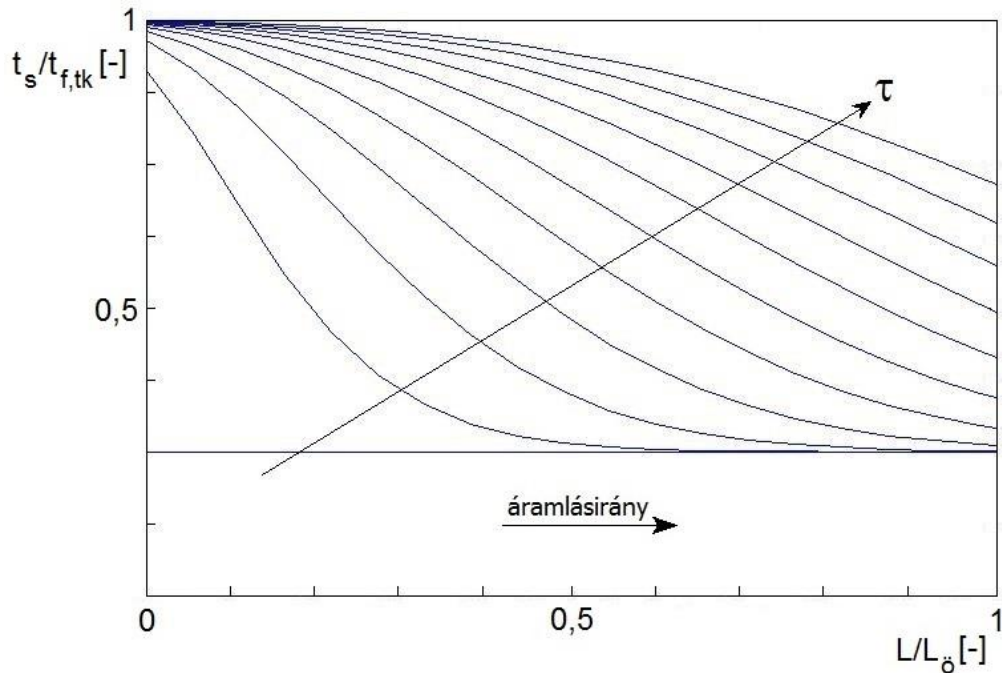
3.4.1. Rövid hőtároló töltése

Ha egy szilárd töltettel ellátott, τ_0 időpillanatban minden pontjában $t_{s,tk}$ hőmérsékletű hőtárolón hosszirányban $t_{f,tk}$ belépő hőmérsékletű, meleg hőhordozó közeget áramoltatunk keresztül, a hőhordozó közeg hőtartalmának egy részét hőátadással átadja a szilárd hőtároló anyagnak. A szilárd anyag és a hőhordozó közeg hőmérséklete térben és időben változik, a folyamat instacioner.

A hőhordozó közeg és a szilárd anyag időben változó hőmérséklet-hely függvényei (rövid hőtároló esetén) a 40-41. ábrákon láthatók, amelyeken nyíl jelzi a hőmérséklet-hely függvények időbeni (τ) sorrendjét.



40. ábra A hőhordozó közeg hőmérséklet-hely függvényei a feltöltés során rövid hőtárolónál



41. ábra A szilárd hőtároló anyag hőmérséklet-hely függvényei a feltöltés során rövid hőtárolónál

Az ábrából kitűnik, hogy a hőmérsékletváltozási front a szilárd anyagban és a hőhordozó közegben is egy-egy szigmoid görbeszakaszhoz hasonló (az idő múlásával laposodó) formában terjed a hőhordozó közeg áramlási irányába.

A hőhordozó közeg és a szilárd anyag kilépő oldali hőmérsékletei egy ideig közel megegyezők a $t_{s,tk}$ hőmérséklettel, majd mindkettő növekedni kezd. Az idő előrehaladtával a szilárd anyag tömegének egyre nagyobb része közelít a hőhordozó közeg $t_{f,tk}$ belépő hőmérsékletéhez.

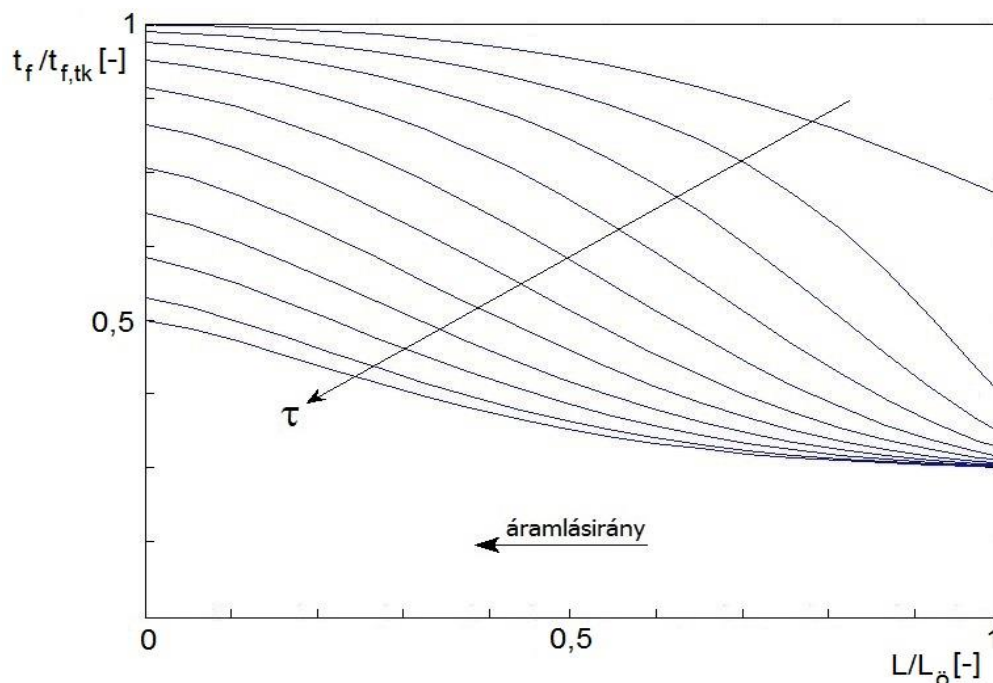
A hőmérséklet-hely függvények – az idő előrehaladtával történő – laposabbá válásának okai a számításokhoz használt (a 3.12. és 3.22. fejezetben ismertett) matematikai modellek esetében: a hőhordozó közeg és a szilárd anyag csökkenő hőmérsékletkülönbsége (hőátadási hajtóereje) a hőmérsékletváltozási front legmeredekebb pontjától balra és jobbra, valamint a szilárd hőtároló anyagnak a hőhordozó közeg áramlásirányával párhuzamos irányú hővezetése. Valóságos esetben ezekhez társulnak még: a hőhordozó közeg áramlásirányú hővezetése, a hőhordozó közegnek az áramlási keresztmetszet mentén változó sebességű áramlási profilja és a hőhordozó közeg hosszirányú keveredése is.

A hőhordozó közeg $t_{f,tv}$ kilépő hőmérséklete mindig a szilárd anyag kilépő oldali hőmérséklete fölött van. A hőhordozó közegnek a hőgyűjtő berendezés felé visszatérő hőmérséklete egyre magasabb lesz, amelynek két hátrányos következménye van:

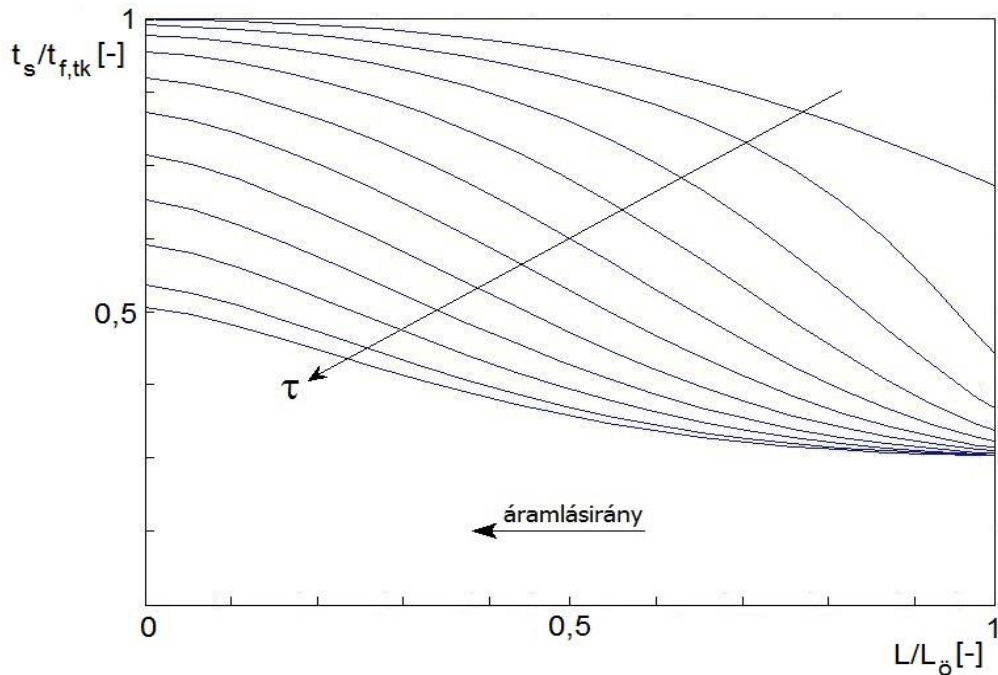
- a hőhordozó közeg a leadható hőtartalmának egy részét nem adja le a hőtárolóban,
- a magasabb visszatérő hőmérsékletű hőhordozó közeggel vagy csak megnövelt tömegárammal lehet felvenni a hőgyűjtő területen rendelkezésre álló hőt, vagy nem hasznosítjuk a hőgyűjtő területen rendelkezésre álló hő egészét.

3.4.2. Rövid hőtároló üritése

Az üritési szakaszban (a töltési szakasz végső hőmérséklet-eloszlásából kiindulva) $t_{f,ük}=t_{s,tk}$ belépő hőmérsékletű, hideg hőhordozó közeget áramoltatunk keresztül a hőtárolón, a feltöltési áramlási iránnyal ellentétes irányban. A szilárd hőtároló anyag és a hőhordozó közeg hőmérséklete térben és időben változik (42-43. ábra).



42. ábra A hőhordozó közeg hőmérséklet-hely függvényei az ürités során rövid hőtárolónál



43. ábra A szilárd hőtároló anyag hőmérséklet-hely függvényei az ürités során rövid hőtárolónál

Az ábrákon látható, hogy a hőmérsékletváltozási front az ürités szakaszában is szigmoid görbeszakaszhoz hasonló formában terjed a hőhordozó közeg áramlási irányába mindkét közegben. A görbék kezdeti laposságának, ezt követő gyors meredekebbé válásának, majd újbóli laposodásának oka a töltési szakasz végső hőmérséklet-eloszlásában keresendő. A hőhordozó közeg és a szilárd anyag kilépő oldali hőmérsékletei egy ideig közel megegyezők a $t_{f,tk}$ hőmérséklettel, majd mindkettő csökkenni kezd. Az idő előrehaladtával a szilárd anyag tömegének egyre nagyobb része közelít a hőhordozó közeg $t_{f,ük}$ belépő hőmérsékletéhez.

A hőhordozó közeg $t_{f,üv}$ kilépő hőmérséklete mindig a szilárd hőtároló anyag kilépő oldali hőmérséklete alatt van. A hőhordozó közegnek a hőhasznosító felé előremenő hőmérséklete egyre alacsonyabb lesz, amelynek két hátrányos következménye van:

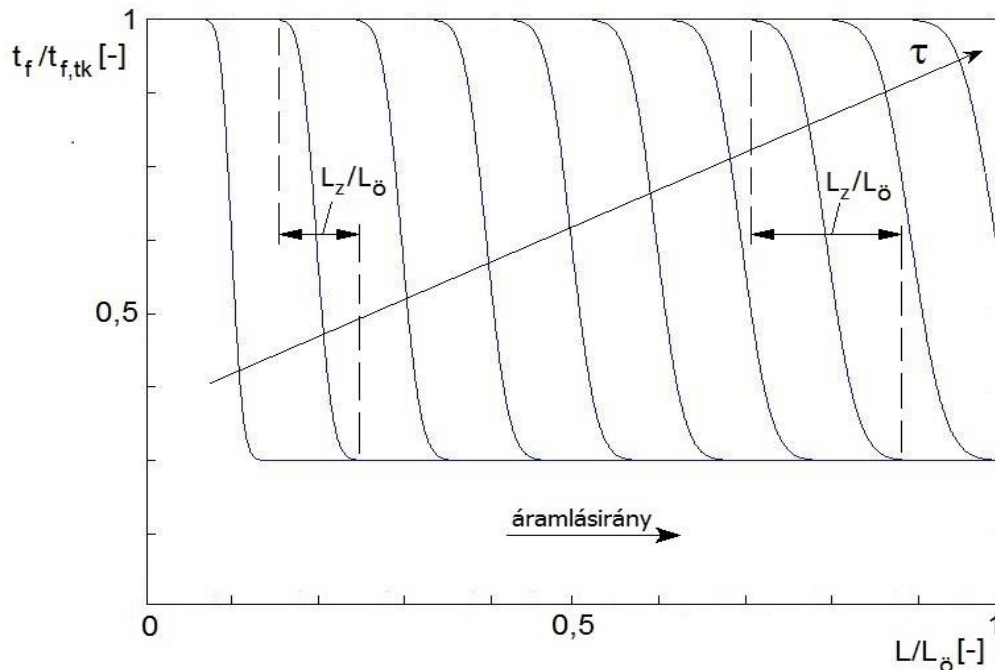
- az egyre alacsonyabb hőfokszintű kinyerhető hő rosszabbul hasznosítható,
- a csökkenő kilépő hőmérsékletű hőhordozó közeggel az üritési időn belül vagy csak megnövelt tömegárammal lehet a hőtároló maradék, hasznosítható hőtartalmát kiüríteni, vagy nem hasznosítjuk a hőtároló maradék, hasznosítható hőtartalmának egészét (a hasznosítható hő egy része benne marad).

3.5. Hosszú ($10 < L/D$) és extra hosszú ($10 \ll L/D$) hőtároló töltése és ürítése

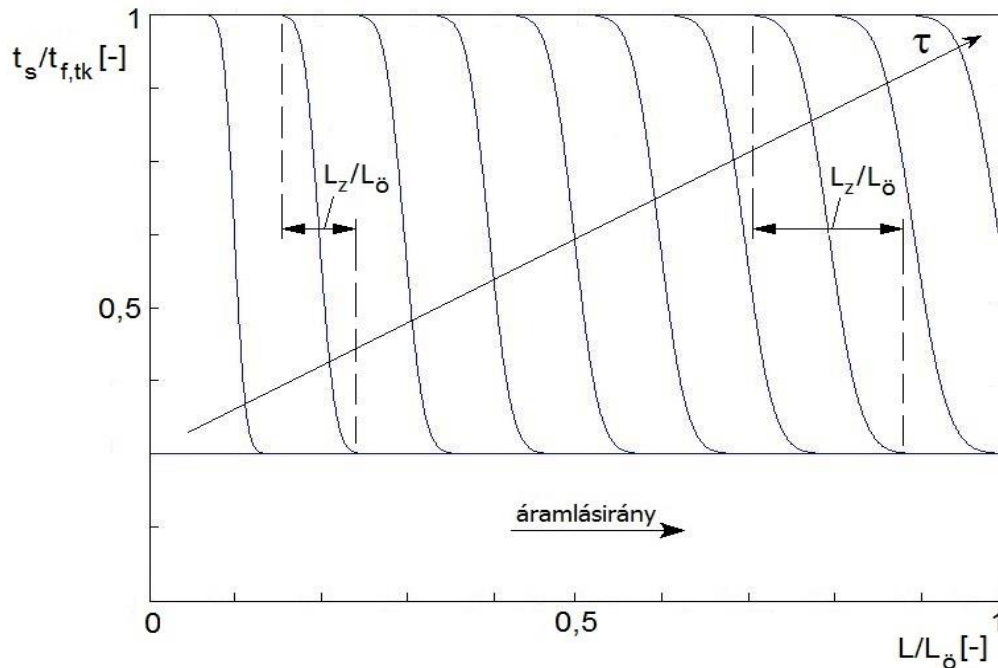
3.5.1. Hosszú hőtároló töltése

Abban az esetben, ha a hőtároló hossza sokkal nagyobb, mint az átmérője (természetesen változatlan tömegű szilárd hőtároló anyagot feltételezve), a hőmérsékletváltozási front a szilárd anyagban és a hőhordozó közegben is egy-egy az idő múlásával laposodó, de a rövid hőtárolóénál sokkal meredekebb szigmoid görbéhez hasonló formában terjed a hőhordozó közeg áramlási irányába (44-45. ábra). Kialakul egy erőteljesebb hőmérsékleti rétegződés (rövid, változó hőmérsékletű, átmeneti zóna a szilárd hőtároló anyag felmelegedett és még hideg része között). A hőhordozó közeg és a szilárd anyag kilépő oldali hőmérsékletei sokáig közel megegyezők a $t_{s,tk}$ hőmérséklettel, és csak a töltési periódus végén kezdenek növekedni. A töltés végén a szilárd anyag tömegének jelentős része a hőhordozó közeg $t_{f,tk}$ belépő hőmérsékletéhez közeli hőmérsékleten van.

A hőmérséklet-hely függvényeknek az idő múlásával történő laposabbá válása előnytelen, mert növeli a hőtároló változó hőmérsékletű zónájának L_z hosszát, ezáltal rontja az η_θ összehatásfokot (3.17. fejezet).



44. ábra A hőhordozó közeg hőmérséklet-hely függvényei a feltöltés során hosszú hőtárolónál



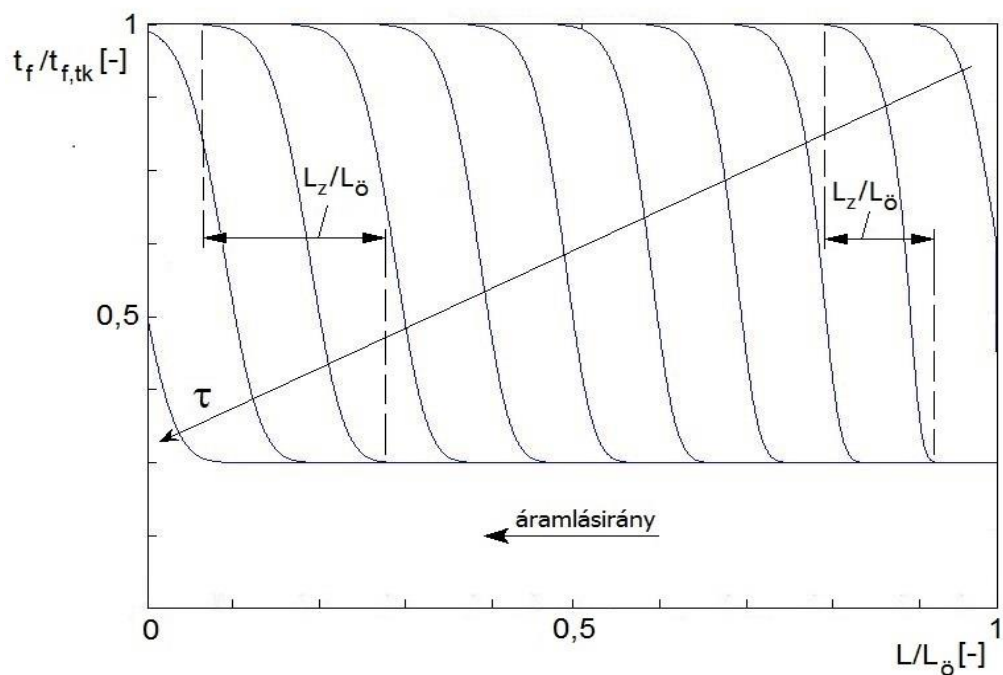
45. ábra A szilárd hőtároló anyag hőmérséklet-hely függvényei a feltöltés során hosszú hőtárolónál

A hőhordozó közegnek a hőgyűjtő berendezés felé visszatérő hőmérséklete sokáig alacsony értéken tartható, ezért:

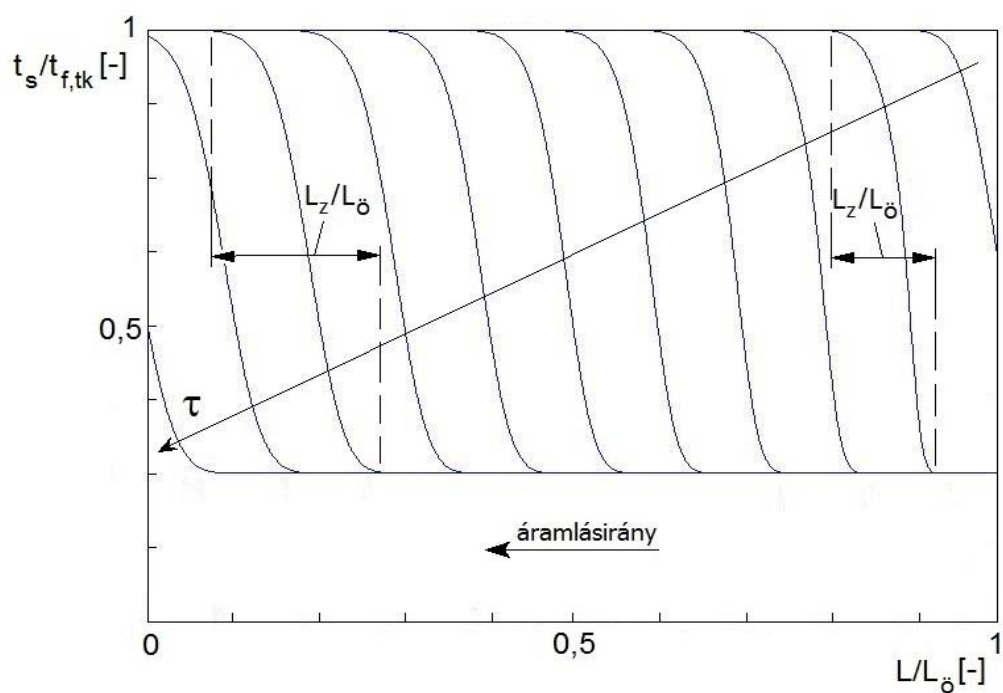
- a hőhordozó közeg a leadható hőtartalmának csak kis részét nem adja le a hőtárolóban,
- a hőgyűjtő berendezéshez visszatérő hőhordozó közeg hőmérséklete csak rövid ideig (a töltési idő végén) lesz magas.

3.5.2. Hosszú hőtároló üritése

Az üritési szakaszban is megfigyelhető, hogy a hőmérsékletváltozási front a hőhordozó közegben és a szilárd anyagban az idő múlásával laposodó, de a rövid hőtárolónál sokkal meredekebb szigmoid görbéhez hasonló formában terjed a hőhordozó közeg áramlási irányába (46-47. ábra), ekkor is kialakul egy erőteljesebb hőmérsékleti rétegződés. A hőhordozó közeg és a szilárd anyag kilépő oldali hőmérsékletei sokáig közel megegyezők a $t_{f,tk}$ hőmérséklettel, és csak az üritési periódus végén kezdenek csökkenni. Az ürités végén a szilárd anyag tömegének jelentős része a hőhordozó közeg $t_{f,ük}$ belépő hőmérsékletéhez közeli hőmérsékleten van. A hőhordozó közegnek a hőhasznosítóhoz előremenő hőmérséklete sokáig magas marad.



46. ábra A hőhordozó közeg hőmérséklet-hely függvényei az ürités során hosszú hőtárolónál



47. ábra A szilárd hőtároló anyag hőmérséklet-hely függvényei az ürités során hosszú hőtárolónál

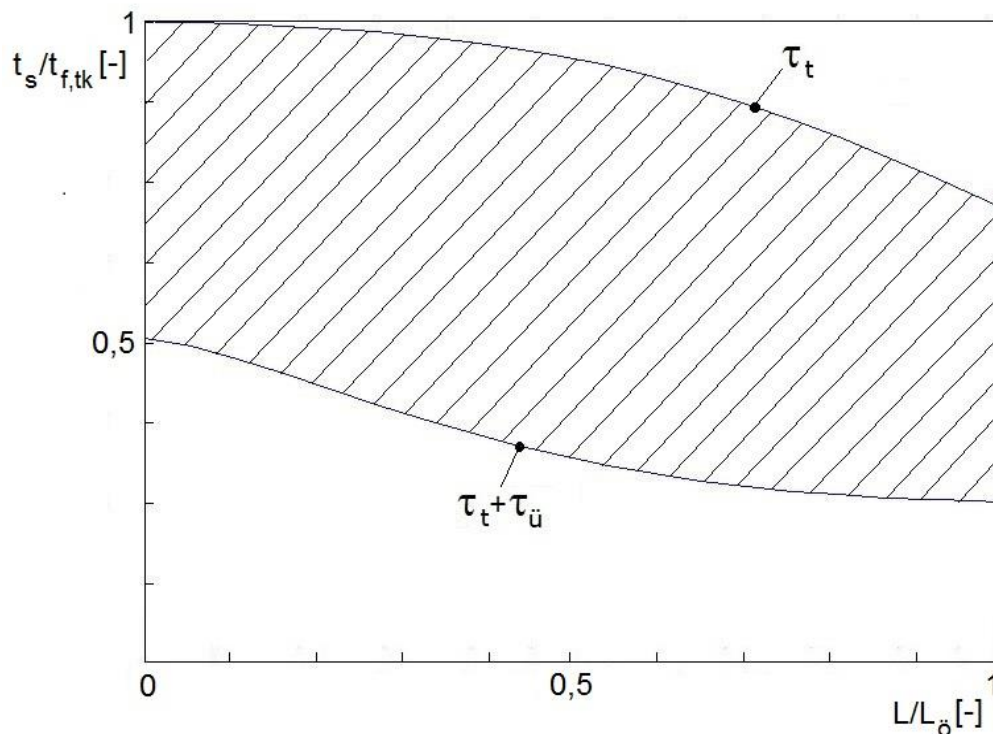
3.6. A rövid és a hosszú hőtároló összehasonlítása

A hosszú hőtároló előnyei a rövid hőtárolóval szemben:

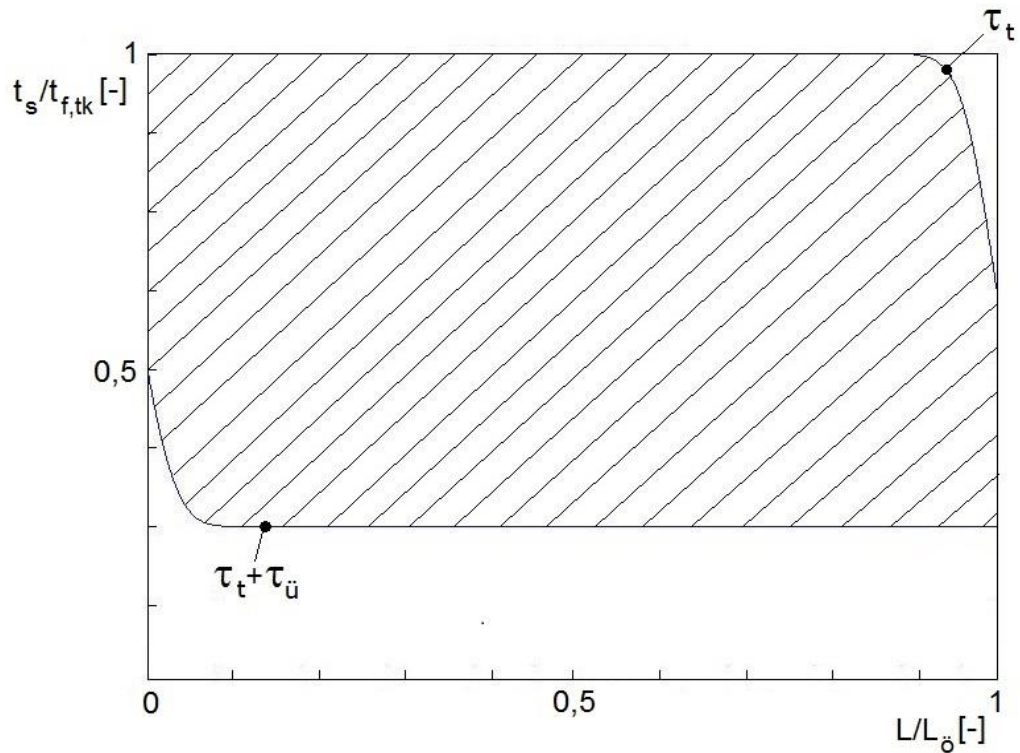
- töltéskor a hőgyűjtő berendezéshez visszatérő hőhordozó közeg hőmérséklete sokáig alacsony,
- ürítéskor a hőhasznosítóhoz előremenő hőhordozó közeg hőmérséklete sokáig magas,
- az egy töltési-ürítési ciklus alatt a hőtárolóból visszanyerhető (a 48-49. ábra vonalkázott területeivel arányos) hőmennyiség nagyobb.

Az egy töltési-ürítési ciklus alatt a hőtárolókból visszanyerhető hőmennyiségek közötti különbség még nagyobb a hosszú hőtároló javára, ha:

- feltöltéskor a hőhordozó közegnek végig alacsony kilépő hőmérsékletűnek,
- ürítéskor pedig végig magas kilépő hőmérsékletűnek kell lennie.



48. ábra A rövid hőtárolóból egy töltési-ürítési ciklus alatt visszanyerhető hőmennyiséggel arányos terület



49. ábra A hosszú hőtárolóból egy töltési-ürítési ciklus alatt visszanyerhető hőmennyiséggel arányos terület

A hosszú hőtároló előnye a rövid hőtárolóval szemben az erőteljesebb hőmérsékleti rétegződésből fakadnak. A hőhordozó közegben és a szilárd hőtároló anyagban a hőhordozó közeg áramlási irányába szigmoid görbéhez hasonló formában terjedő hőmérsékletváltozási front az adszorpciós hullámhoz hasonló, de az idő előrehaladtával laposodó görbe. A szemcsés töltetű adszorpciós oszlopban előrehaladó adszorpciós frontoz hasonló hőmérsékleti rétegződés megvalósíthatósága tette lehetővé a jó hatásfokú hőtároló kialakítását.

3.7. A kaszkád rendszerű hőtároló alap gondolata

Ahogy az előző fejezetből kitűnik, a hosszú hőtároló a benne kialakítható erőteljesebb hőmérsékleti rétegződés miatt az egy töltési-ürítési ciklus alatt kiüríthető hőmennyiség nagysága alapján előnyösebb a rövid hőtárolóval szemben (mindkét kialakításnál ugyanakkora tömegű szilárd hőtároló anyag beépítését feltételezve). A hosszú hőtároló további előnye az, hogy a hőhordozó közegnek a kisebb áramlási keresztmetszet mentén történő egyenletesebb elosztása könnyebben biztosítható, mint a nagy keresztmetszetű, rövid hőtároló esetében, ahol az egyenletes elosztás biztosítása legalább olyan komoly és költséges technikai feladat, mint egy kis térfogatáramú, nagy keresztmetszetű folyadékkromatográf esetén.

A hosszú hőtároló hátrányai a rövid hőtárolóval szemben:

- nagyobb a hőhordozó közeg szállítási teljesítményszükséglete (mert nagyobb az áramlási sebesség és nagyobb az áramlási úthossz),
- nagyobb a fajlagos külső felülete, ezáltal nagyobb a környezet felé irányuló hőveszteség.

A hőhordozó közeg szállítási teljesítményszükségletének csökkentése

A hosszú hőtároló töltési és ürítési hőmérséklet-hely függvényeiből (44-47. ábra) kitűnik, hogy a hőmérsékletváltozási front egy adott időpillanatban csak a teljes hossz egy részére korlátozódik. Kézenfekvő megoldásnak tartottam a hosszú hőtároló szakaszokra bontását és az egyes szakaszoknak a hőhordozó közeg áramlási útvonalából történő kiiktathatóságának biztosítását. Nevezzük ezeket a hőtároló szakaszokat járatoknak. A kaszkád rendszerű hőtároló esetében csak azokon a járatokon kell keresztülvezetni a hőhordozó közeget, amelyeken a hőmérsékletváltozási front éppen áthúzódik, ezzel csökkenthető a hőhordozó közeg szállítási teljesítményszükséglete.

A környezet felé irányuló hőveszteség csökkentése

A hőtárolónak a környezet felé irányuló hővesztesége akkor a legkisebb, ha a legkisebb fajlagos felületű geometriával készül el. Az ideális geometria a gömb lenne, ezt követi a $H/D = 1$ arányú henger, majd a $H/S = 1$ arányú, szabályos n-oldalú hasábok (feltételezve, hogy mindegyik lapon nagyjából azonos a hőáramsűrűség veszteség). Gyakorlati szempontból a gömbalak nem jöhet szóba. A szabályos, n-

oldalú hasábok közül a 3, 4 és 6 oldalszámúak alkalmasak arra, hogy hézagmentesen egymás mellé helyezve, hengert közelítő alakzattá építsük össze őket. Én – a méhek bölcsességét tiszteletben tartva – a szabályos hatszög alapú hasábot választottam.

A [75] szerinti, Drake Landing Solar Community, nedves föld hőtároló anyagú, szezonális hőtárolójának elvi felülnézeti rajzán (28. ábra) látható, hogy töltéskor a meleg hőhordozó folyadékot a hőtároló közepén elhelyezett talajszondákba (béléscsőves hőcserélők) vezetik be, majd sugárirányban egyre kijjebb lévő talajszondákon halad át. A kitűnően átgondolt elrendezésnek köszönhetően a négyzetosztásban, egymástól 2250 mm-re lévő talajszondák mindegyikéhez ugyanakkora hőtároló anyagterefogat tartozik. A 24 részre bontott folyadékáram mindegyik árama 6-6 darab talajszondán halad át, nagyjából sugárirányban, kifelé.

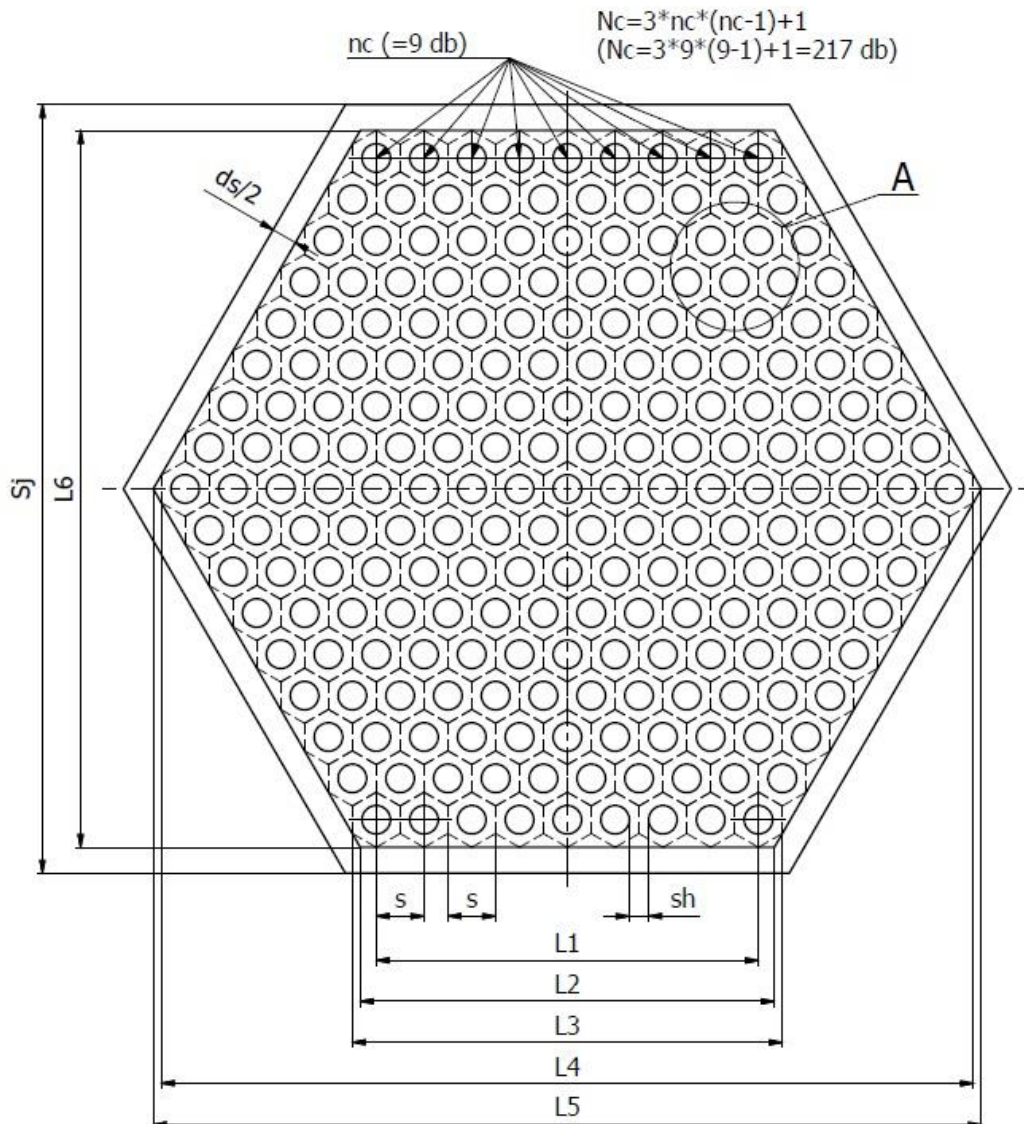
A feltöltéskor belülről kifelé haladó folyadékáram sugárirányban hozza létre a hőmérsékleti rétegződést, amelynek következtében mindig a hőtároló palástfelülete lesz a legalacsonyabb hőmérsékletű, ezért kisebb a hőveszteség, mint egy homogén hőmérsékletű hőtároló esetében. Megjegyzendő, hogy a sugárirányban létrejövő hőmérsékleti rétegződés az egymástól viszonylag nagy távolságban elhelyezett talajszondákkal megvalósítható feltöltés és a hőtároló talajban létrejövő, kifelé irányuló vezetési hőáram miatt nem túl erőteljes.

Egy hosszú hőtároló nagyobb fajlagos külső felülete miatti nagyobb hővesztesége teljesen kiküszöbölhető $H/S_t \approx 1$ arányú, szabályos n-oldalú hasáb burkológeometriában elhelyezett, spirálisan sorba kötött járatokból felépített elrendezéssel.

A kaszkád rendszer gondolata már fellelhető a parabolavályús Andasol-1 (Spanyolország) 7,5 órás átmeneti hőtárolójának kialakításnál [87], [88], [89], amely 63 db, 2,6x4x18 m méretű, belül hosszirányban csövezett, beton hőtároló blokkból áll (a 7 párhuzamos ág mindegyikében 9-9 db egység van sorba kötve). A hőhordozó közeg termoolaj, amely a hőtároló egységek betonba ágyazott csöveiben áramlik. A kaszkád rendszer ez esetben elsősorban a gyárthatóság és a bővíthetőség következménye. A hőtároló egységek egy szinten, egy téglalap alakú területen, vannak elhelyezve, ami nagyobb hőveszteséggel jár, mint a kompaktabb, kisebb felületű, tömbben történő elhelyezés esetén.

3.8. Csőcsatornás téglából felépített hőtároló kialakítása és működése

Az általam kialakított hőtároló járatai szabályos hatszög alapú hasábok, amelyek egymástól lemezköppennyel és hőszigeteléssel vannak elválasztva. A lemezköpeny a hőhordozó közeg benntartására, a hőszigetelés a szomszédos járatokkal történő hőcsere csökkentésére szolgál (50. ábra).

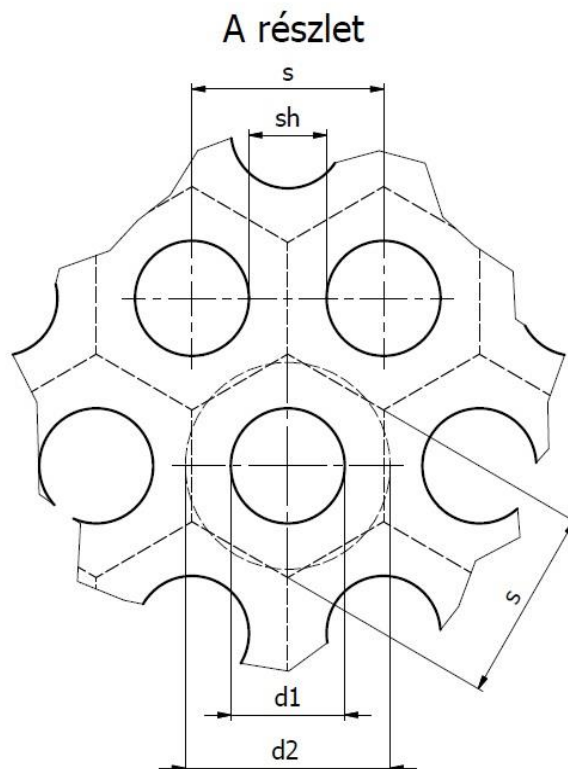


50. ábra Csőcsatornás hőtároló járat méretezett felülnézete

$L1, \dots, L6$ – a hőtároló járat geometriai méretei [m], S_j – a hőszigetelt, csőcsatornás hőtároló járat laptávolsága [m], d_s – két hőtároló járat közötti hőszigetelés vastagsága [m], s – két csatorna osztástávolsága = egy csatornához tartozó, hatszög alapú hasáb alakú hőtároló anyagrész laptávolsága [m], s_h – két csatorna közötti legkisebb anyagvastagság [m], N_c – a hőtároló járat csatornáinak száma [-], n_c – a hőtároló járat oldalhossz menti csatornáinak száma

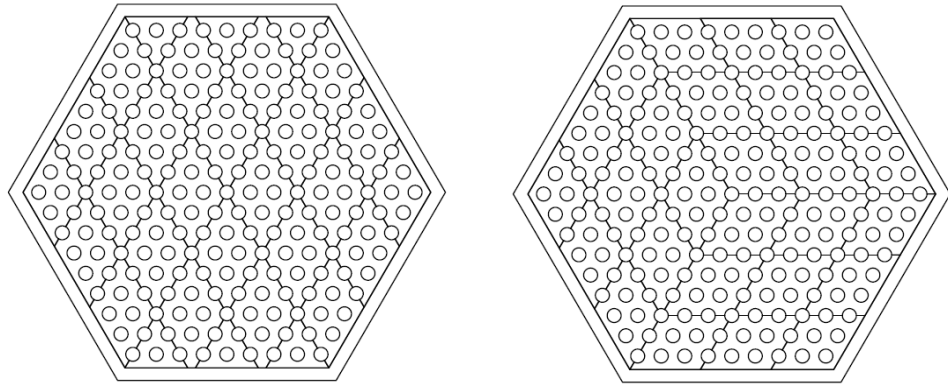
Az 50. ábra elvi kialakítást tükröz, ahol fő cél az átláthatóság volt, a csatornák száma (N_c) az optimális megoldásoknál az ábrán látható csatornaszámnál jóval nagyobb lesz. Az ábrán a meghatározó geometriai méretek mellett fel van tüntetve a csatornák száma (N_c) és az oldalhossz menti csatornák száma (n_c) közötti összefüggés, mellettük zárójelben az ábra aktuális értékeivel kiszámítva.

A csőcsatornás téglákban kiképzett, kör keresztmetszetű csatornák egyenlő oldalú háromszög-osztásban helyezkednek el. Egy-egy csatornához jól definiált, hatszög alapú hasáb alakú (középen furatos) szilárd hőtároló anyagterefogat tartozik (az ábrákon csatornánként szaggatott vonallal körülhatárolva), amely a számítások során jól közelíthető ugyanekkora szilárd hőtároló anyagterefogatú csővel (51. ábra).



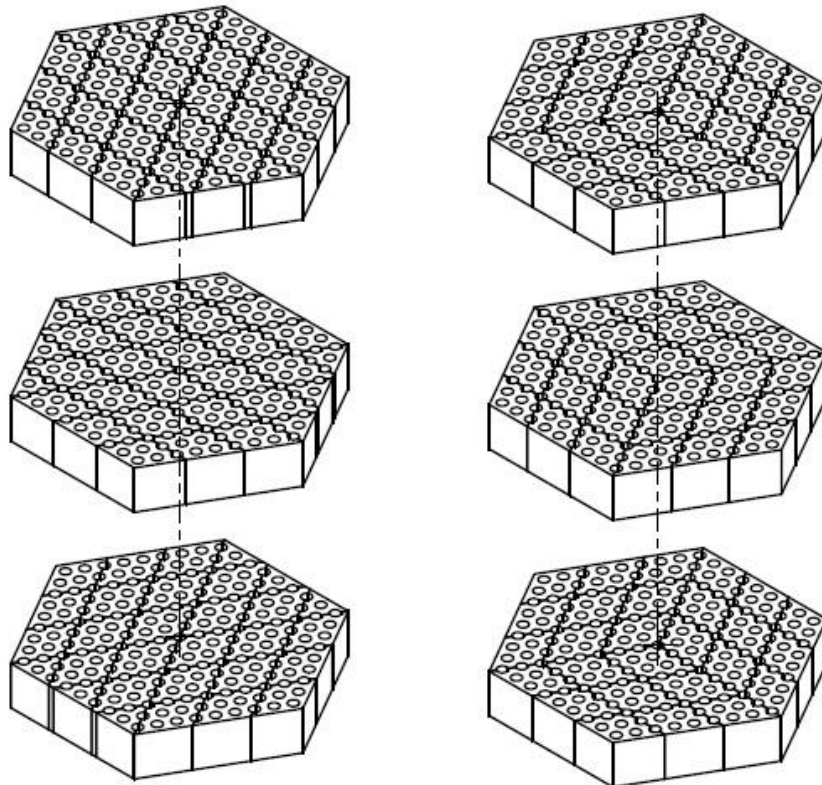
51. ábra Az egy csatornához tartozó hőtároló anyag rész elvi közelítése és méretei d_1 – a hőtároló csatorna belső átmérője [m], d_2 – a hőtároló csatornához tartozó hőtároló anyagkeresztmetszet egyenértékű külső átmérője [m], s – két csatorna osztástávolsága = egy csatornához tartozó, hatszög alapú hasáb alakú hőtároló anyag rész laptávolsága [m], s_h – két csatorna közötti legkisebb anyagvastagság [m]

A járatok csőcsatornás téglákból épülnek fel, az egymásra épített téglák csőcsatornái a járat teljes magasságán végigfutó, folytonos csatornákat alkotnak. Egy járat – keresztmetszeti méreteinél fogva – nem alakítható ki a járat teljes keresztmetszetében egyetlen téglából. Az 52. ábra két lehetséges felosztást mutat.



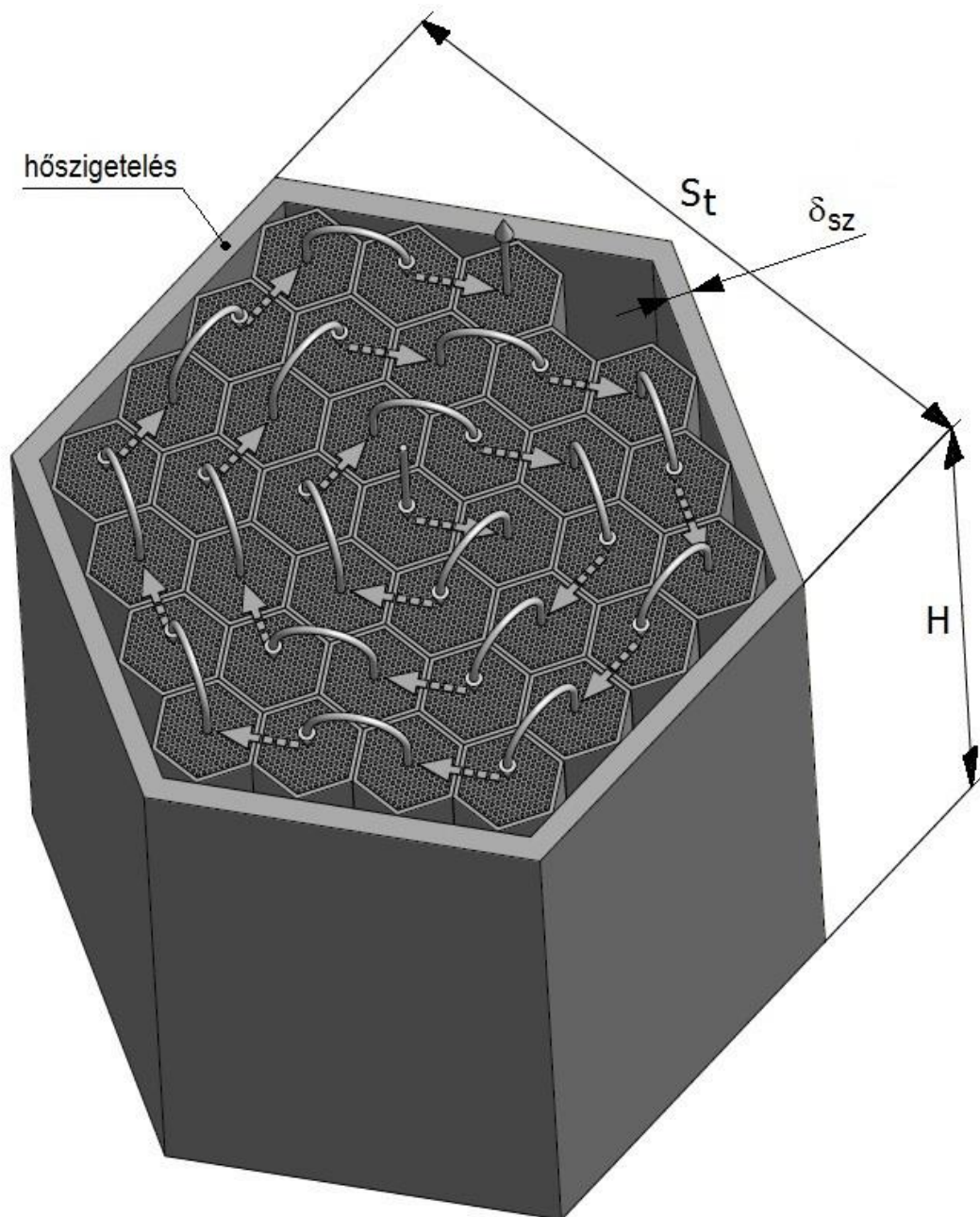
52. ábra Egy járat keresztmetszetének lehetséges felosztásai

A hőtároló járat felépítésekor az egyes téglarétegek elhelyezhetők kötésben a mintázat rétegenkénti 60° -os elforgatásával (53. ábra).



53. ábra A téglarétegek kötésben történő egymásra építése

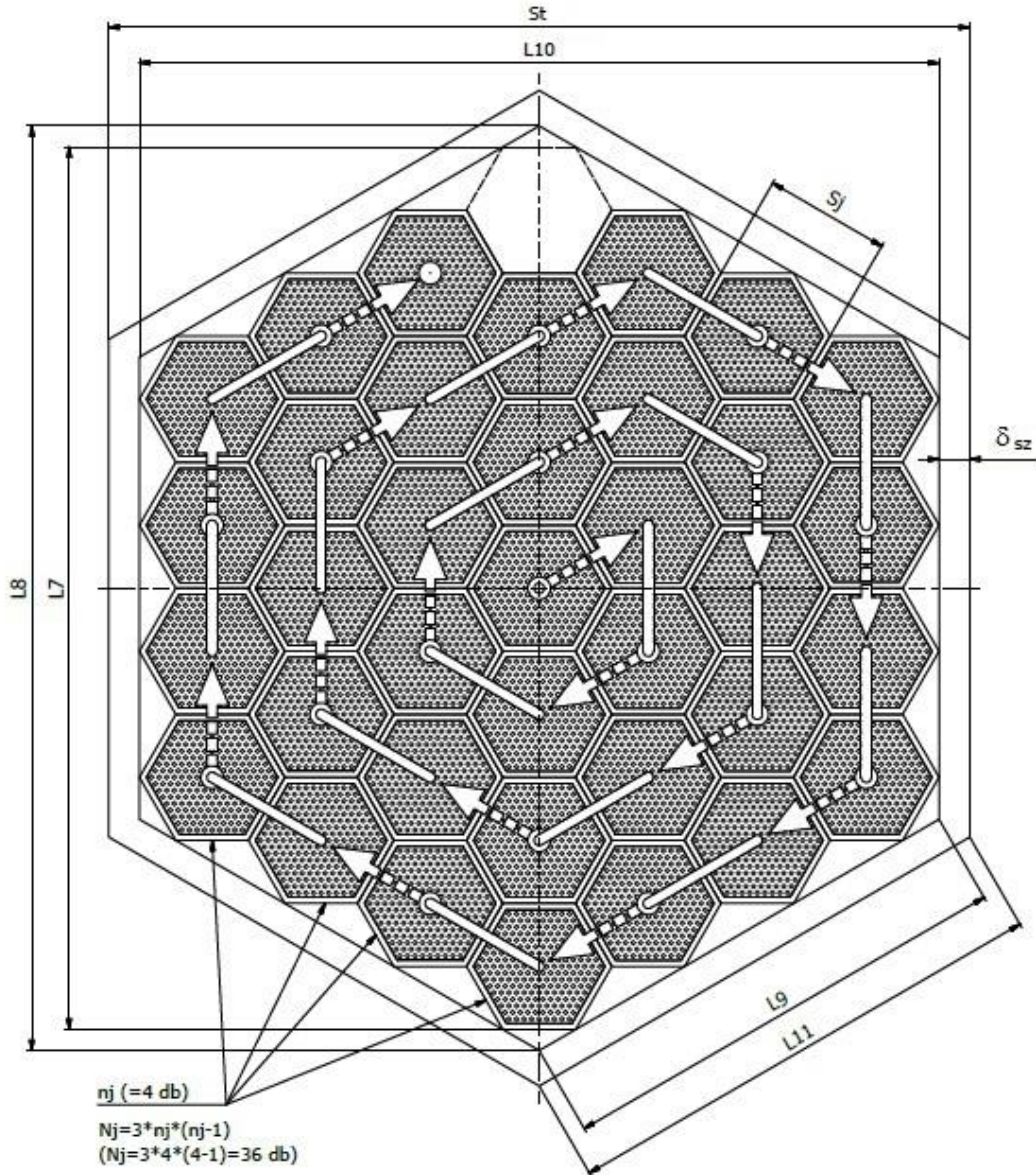
Az egymáshoz illesztett, szabályos hatszög alapú hasáb alakú járatokból épül fel a hőtároló, amelynek burkolófelülete szintén szabályos hatszög alapú hasáb, lehetőség szerint $H/S_r \approx 1$ aránnyal a kisebb hőveszteség céljából, spirálszerűen sorba kötött járatokkal (54-55. ábra).



54. ábra A csőcsatornás hőtároló szerkezete és a járatok sorba kötése
 S_t – a szabályos hatszög alapú hasáb alakú hőtároló laptávolsága [m], H – a hőtároló egy járatában lévő töltet magassága [m], δ_{sz} – a hőtároló külső hőszigetelésének vastagsága [m]

Az N_j járatszám teljes kitöltés esetén mindig páratlan számú lenne, az utolsó járat elhagyásával N_j párossá tehető. Ezzel a kialakítással egyszerre egy lefelé és egy felfelé menő járatból álló járatpár köthető be a hőhordozó közeg áramlási útvonalába vagy iktatható ki onnan úgy, hogy a járatoknak a hőhordozó közeg áramlási útvonalába történő bekötését vagy kiiktatását biztosító gépészeti berendezéseket a hőtároló tetején lehet elhelyezni, ahol azok biztonságosan hozzáférhetők, kezelhetők, javíthatók. A hőtároló alján pedig csupán a járatpárok fordulókamráit kell kialakítani.

A kihagyott járat helyén szervizakna alakítható ki, föld feletti és föld alá süllyesztett elhelyezés esetén egyaránt. Felszín feletti elhelyezésnél a hőhordozó közeget is a szervizaknában lehet a hőtároló tetejére fel- és onnan levezetni.



55. ábra Csőcsatornás hőtároló méretezett felülnézete

$L7, \dots, L11$ – a csőcsatornás hőtároló geometriai méretei [m], S_1 – a szabályos hatszög alapú hasáb alakú hőtároló laptávolsága [m], δ_{sz} – a hőtároló külső hőszigetelésének vastagsága [m], S_j – a hőszigetelt, csőcsatornás hőtároló járat laptávolsága [m], n_j a hőtároló oldalhossz menti járatainak száma [-], N_j – a hőtároló járatainak száma [-]

A hőtároló felülnézeti ábráján fel van tüntetve a járatok száma (N_j) és oldalhossz menti járatok száma (n_j) közötti összefüggés, mellettük zárójelben az ábra aktuális értékeivel kiszámítva.

Töltéskor a meleg hőhordozó közeget a középső járat tetején vezetik be, a hőhordozó közeg a járaton végighaladva hőtartalmának egy részét a járat szilárd hőtároló anyagának leadva hűl (a járaton belül, függőleges irányban hőmérsékleti rétegződés alakul ki), a járat alsó része alatt kiépített fordulókamrában befordul a szomszédos járat alá (a járatok alsó összekötésének irányát szaggatott nyíl jelöli) és annak csatornáin halad felfelé. A második járat tetején kibukó hőhordozóközeg-áram ezután a soron következő járatpárba irányítható (íves nyíl jelöli). A járatpárok belülről kifelé haladó, spirálszerű kapcsolásban vannak felfűzve. A hőhordozóközeg-áramot mindig csak azokon a járatpárokon kell keresztülvezetni, amelyekben a hőmérsékletváltozási front éppen tartózkodik, a már felmelegedett és a még hideg járatpárok kiiktathatók a hőhordozó közeg áramlási útvonalából. Ezzel csökkenthető a szállítási teljesítményszükséglet. Az ürítés a töltéssel ellentétes irányban, kívülről befelé haladva történik.

A járatok spirálszerű sorba kötésével, a belülről kifelé haladó feltöltéssel, és a kívülről befelé haladó ürítéssel az áramlásirányú hőmérsékleti rétegződésen kívül sugár irányú hőmérsékleti rétegződés is kialakul, amellyel jelentősen csökkenthető a hőtároló palástfelületén keresztül a környezet felé irányuló hőveszteség, mert a hőtároló külső járatai csak a feltöltési szakasz végén és az ürítési szakasz kezdetén lesznek magas hőmérsékletűek. A belső járatokból a külső járatok felé, a járatszigeteléseken keresztül létrejövő „hőveszteség” nem veszteség, de a hőmérsékleti frontokat laposabbá teszi, ami csökkenti a hőtárolóba betölthető és kiüríthető hőmennyiséget, továbbá növeli a hőhordozó közeg szállítási munkaszükségletét (a hosszabban elnyúló változó hőmérsékletű, átmeneti zóna több járatpáron húzódik át, ezeken kell átáramoltatni a hőhordozó közeget).

A járatpároknak a hőhordozó közeg áramlási útvonalába történő be- és kiiktathatósága lehetőséget biztosít arra is, hogy a már majdnem kiürült járatokból külön ürítsünk alacsonyabb hőfokszintű hőt alacsonyabb hőfokszintet igénylő célra. Magasabb hőfokszintet igénylő célra pedig a teljesen feltöltött járatpárokat lehet üríteni. Ezzel a módszerrel növelhető a hőmérsékletváltozási front meredeksége is, ami a hőtároló tökéletesebb ürítése révén javítja az összhatásfokot.

Épületfűtési célra alkalmazható a hőtároló maradék hőtartalmának hőszivattyú segítségével, a környezeti hőmérsékletszint alatti hőmérsékletre történő kimerítése. Az így kimerített hőtároló a nyári időszakban légkondicionálási célra használható.

3.9. A csőcsatornás hőtároló geometriája

A hőtároló egy járatában lévő csatornák fő méretei az 51. ábrán láthatók.

A hőtároló csatorna belső sugara r_1 [m], a hőtároló csatornához tartozó hőtároló anyagkeresztmetszet egyenértékű külső sugara r_2 [m].

Az 51. ábrán szereplő méretek közötti összefüggések

$$r_1 = \frac{d_1}{2}, \quad (15)$$

$$s = d_1 + s_h. \quad (16)$$

Egy csatorna áramlási keresztmetszete

$$A_{cl} = \frac{d_1^2 \pi}{4}. \quad (17)$$

Egy csatornához tartozó, hatszög alakú keresztmetszet teljes területe a levezetés részletezése nélkül

$$A_{hcl} = \frac{\sqrt{3}}{2} s^2. \quad (18)$$

A szilárd hőtároló anyag áramlásirányra merőleges, egy csatornára eső keresztmetszete

$$A_{slcl} = A_{hcl} - A_{cl} = \frac{\sqrt{3}}{2} s^2 - \frac{d_1^2 \pi}{4}. \quad (19)$$

Egy csatornához tartozó hőtároló anyagkeresztmetszet egyenértékű külső átmérője az egy csatornához tartozó, furatos hatszög alakú hőtároló anyagrész keresztmetszetére és a vele megegyező területű körgyűrű területére felírható egyenlőségből kifejezve

$$A_{slcl} = \frac{\sqrt{3}}{2} s^2 - \frac{d_1^2 \pi}{4} = \frac{d_2^2 \pi}{4} - \frac{d_1^2 \pi}{4}, \quad (20)$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{2\sqrt{3}}{\pi}} s \approx 1,050075 s, \quad \rightarrow \quad r_2 = \frac{d_2}{2}. \quad (21)$$

A hőtároló egy járatának fő méretei az 50. ábrán láthatók.

Az 50. ábrán szereplő méretek közötti összefüggések a levezetések részletezése nélkül

$$N_c = 3n_c(n_c - 1) + 1, \quad (22)$$

$$L_1 = (n_c - 1)s, \quad (23)$$

$$L_3 = n_c s, \quad (24)$$

$$L_2 = L_3 - \frac{s}{3}, \quad (25)$$

$$L_4 = (2n_c - 1)s, \quad (26)$$

$$L_5 = L_4 + \frac{s}{3} = 2L_2, \quad (27)$$

$$L_6 = \sqrt{3} L_2, \quad (28)$$

$$S_j = L_6 + d_s. \quad (29)$$

A szilárd hőtároló anyag áramlásirányra merőleges, egy járatra eső keresztmetszete

$$A_{sj} = N_c A_{s1c1}. \quad (30)$$

Egy járat csatornáinak teljes áramlási keresztmetszete

$$A_{cj} = N_c A_{c1}. \quad (31)$$

A hőtároló egy járatában lévő töltet magassága H [m] (lásd 54. ábra).

A hőtároló egyéb fő méretei az 55. ábrán láthatók.

Az 55. ábrán szereplő méretek közötti összefüggések a levezetések részletezése nélkül, $1 < n_j$ esetre

$$N_j = 3n_j(n_j - 1), \quad (32)$$

$$L_7 = (2n_j - 1)S_j, \quad (33)$$

$$L_8 = L_7 + \frac{S_j}{3}, \quad (34)$$

$$L_9 = \frac{L_8}{2}, \quad (35)$$

$$L_{10} = \frac{\sqrt{3}}{2} L_8, \quad (36)$$

$$S_t = L_{10} + 2\delta_{sz}, \quad (37)$$

$$L_{11} = \frac{S_t}{\sqrt{3}}. \quad (38)$$

A hőtároló járatainak összes hossza

$$L_{\ddot{o}} = N_j H. \quad (39)$$

A szilárd hőtároló anyag áramlásirányra merőleges, összes keresztmetszete

$$A_s = N_j A_{sj}. \quad (40)$$

A szilárd hőtároló anyag összes térfogata

$$V_s = A_s H = N_j A_{sj} H. \quad (41)$$

3.10.A csőcsatornás hőtároló matematikai modellje

A csőcsatornás téglából felépített hőtároló feltöltési és ürítési folyamatában a hőmérséklet-eloszlás térbeni és időbeni változásának számítására a hőterjedés differenciálegyenletének véges differenciákkal való közelítésén alapuló számítási módszert használtam.

A feltöltési és ürítési folyamat végállapotainak adataiból (szimulációk eredményeiből) számítható ki a (14) összefüggés szerint a hőtároló összhatásfoka. Az összhatásfok értéke a tervezési változók (geometriai méretek és üzemeltetési paraméterek) függvénye.

A tervezési változókból álló vektor

$$\underline{x} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \dots \\ x_n \end{bmatrix}. \quad (42)$$

A tervezési változók megengedett értékeit korlátozási feltételek határolják be. Ezeket a korlátozási feltételek lehetnek:

-alsó (a_h) és felső (f_h) határokkal megadottak

$$\underline{a}_h \leq \underline{x} \leq \underline{f}_h, \quad (43)$$

-lineáris egyenlőséggel vagy egyenlőtlenséggel megadottak

$$\underline{\underline{A}}_{eq} \cdot \underline{x} = \underline{b}_{eq}, \quad \underline{\underline{A}} \cdot \underline{x} \leq \underline{b}, \quad (44)$$

-nemlineáris egyenlőséggel vagy egyenlőtlenséggel megadottak

$$c_{eq}(\underline{x}) = 0, \quad c(\underline{x}) \leq 0. \quad (45)$$

Korlátozást jelent még az is, ha valamelyik tervezési változó csak egész szám lehet.

Genetikai algoritmust használó optimálási módszerrel kívántam meghatározni az összhatásfok szempontjából optimális tervezési változók értékét különböző járatszámok esetén.

Az optimálás során számos tervezésiváltozó-érték (x) esetében kell kiszámítani a célfüggvény értékét (az összhatásfokot), szimulációk ezreit kell elvégezni, ezért fontos a minél rövidebb számítási idő. A tervezési változók adott kombinációja (a keresési tér egy adott pontja = egy adott tervezési egyed) esetén a szimuláció a hőhordozó közeg és a szilárd hőtároló anyag hőmérséklet-hely függvényeinek a töltés és ürítés időtartama alatti teljes végigszámolását jelenti, amely a két közegben zajló hőterjedés differenciálegyenletének véges differenciákkal történő megoldásával jár. A véges differenciák módszerével, lineáris egyenletrendszer megoldásával számíthatók egy későbbi időpillanatban érvényes helyi hőmérsékletek a korábbi időpillanatokban érvényes helyi hőmérsékletekből. A több hetes szimulációs időt a számítási módszer stabilitása és az eredmények pontossága érdekében kb. tizedmásodperces lépésközökkel kell végigszámolni. Ha a lineáris egyenletrendszer együttható mátrixát minden időlépésben újra ki kell számítani, akkor egyetlen tervezési egyed szimulációjának végigszámítása napokig tart, az optimum megtalálásához szükséges több ezer szimuláció elvégzése pedig kivitelezhetetlen.

A szimulációs eredményeken alapuló optimálás gyakorlati elvégezhetősége érdekében a következő kitételekkel éltem:

- A modellezett hőtároló hosszú időtartamú (szezónális) hőtároló, amely elé a napsugárzásból begyűjtött hőmennyiség napszak szerinti és esetleg több napon áthúzódó egyenetlensége miatt átmeneti (rövid időtartamú) tárolót kell beépíteni, amelyből egyenletesen tölthető át a hő a hosszú időtartamú hőtárolóba. Az átmeneti tároló számítása nem tárgya a dolgozatnak.
- A hőtárolóba betöltött hőáramot a töltés és az ürítés során időben állandónak vettem, valójában ez nincs így (a rövid időtartamú, átmeneti hőtároló beiktatásától függetlenül sem), de a szimulációs számítások ésszerű időn belül történő elvégzéséhez (a szimulációs számítások lineáris egyenletrendszere együttható mátrixának állandóságához) erre szükség van.
- A hőhordozó közeg anyagjellemzőit a belépő és kilépő hőmérsékletek számtani közepes értékén, a szilárd hőtároló anyag anyagjellemzőit a töltés

kezdeti- és véghőmérsékletének számtani közepes értékén vettem, a hőátadási tényezőket ezekkel számítottam. (A helyi hőmérsékleten vett anyagjellemzőkkel végzett szimulációs számítások eredményein alapuló módszer nagy számítási időigénye kizárná a szimulációs eredményeken alapuló optimálás lehetőségét.)

- A járatok közötti hőáramot elhanyagoltam.
- Az előzetes optimálás csak az első járatba (a járatra jutó feltöltési idő alatt) gyakorlatilag betölthető hőmennyiség maximálására szorítkozott, mert a szimulációs eredményeken alapuló optimálás – még az előző pontokban megadott egyszerűsítésekkel is – csak így volt néhány óra alatt elvégezhető egy adott N_j járatszám esetében. Az előzetes optimálásnál a célfüggvény nem tartalmazta a határoló felületeken át a környezetbe jutó hőveszteséget és a hőhordozó közeg szállítási elektromos munkaszükségletének hőegyenértékét. A rövidített időtartamú, előzetes optimálás alkalmazhatóságának gondolata abból a tényből indul ki, hogy a jobb feltölthetőségi tulajdonságokkal rendelkező hőtároló a feltöltési idő kezdeti szakaszában is jobban töltődik, mint a rosszabb feltölthetőségi tulajdonságokkal rendelkező hőtároló.
- Az előzetes optimálással feltérképezhető, hogy a tervezési változók korlátozási feltételekkel leszűkített halmazának mely részére esik a várható optimum. Az összhatásfok szempontjából optimális tervezési változók kombinációját már az előzetes optimálás eredményeinek ismeretében, a teljes töltési és ürítési időtartam alatti hőmérséklet-hely függvények végigszámolása után lehet meghatározni, külön-külön a különböző járatszámok esetén. A számítások időszükséglete miatt itt klasszikus optimálásra már nincs lehetőség, de – a célfüggvény lapossága miatt – a keresési tér nem túl nagyszámú pontjában elvégzett szimulációs számítás (amelyek egyenként 0,5-8 óra időigényűek) eredménye alapján (kimerítő keresés) a tervezési változók optimális kombinációja biztonsággal meghatározható. Egy konkrétan megvalósítandó hőtároló tervezése esetében pedig – egyéb szempontok miatt – szinte teljesen bizonyos, hogy a megtalált optimumtól némileg el kell majd térni.

3.11.A csőcsatornás hőtároló működését leíró mérlegegyenletek

A hosszú időtartamú hőtárolóba a hőtároló töltésekor a teljes τ_t töltési idő alatt egyenletesen \dot{Q}_f hőáramot akarunk betölteni a bevezetett hőhordozó közeggel. A τ_0 időpillanatban a hőtároló minden pontjában $t_{s,tk}$ hőmérsékletű. A hőtárolón átáramló, $t_{f,tk}$ belépő hőmérsékletű hőhordozó közeg hőtartalmának egy részét a szilárd hőtároló anyagnak leadva – egy hosszú hőtároló esetében – a feltöltési idő jelentős részében $t_{f,tv} \approx t_{s,tk}$ hőmérsékleten lép ki.

Egy ideális hőtárolónál a hőhordozó közeg a \dot{Q}_f hőáramot teljes egészében le tudná adni a hőtárolónak (a teljes feltöltési idő alatt $t_{f,tv} = t_{s,tk}$ hőmérsékleten lépne ki)

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f c_f (t_{f,tk} - t_{f,tv}) = \dot{m}_f c_f (t_{f,tk} - t_{s,tk}) = \dot{m}_f c_f (t_{s,tv} - t_{s,tk}), \quad (46)$$

ahol \dot{m}_f a hőhordozó közeg tömegárama [kg/s], c_f a hőhordozó közeg fajhője a töltés alatti számtani közepes hőmérsékleten ($t_{f,köz} = 0,5(t_{f,tk} + t_{f,tv})$) [J/kgK], $t_{f,tk}$ a hőhordozó közeg hőmérséklete töltéskor a hőtárolóba történő belépésnél [°C], $t_{f,tv}$ a hőhordozó közeg hőmérséklete töltéskor a hőtárolóból történő kilépésnél [°C], $t_{s,tk}$ a szilárd hőtároló anyag (homogén) hőmérséklete a töltés kezdetén [°C], $t_{s,tv}$ a szilárd hőtároló anyag (homogén) hőmérséklete a töltés végén [°C].

A hőhordozó közeg szükséges tömegárama

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{Q}_f}{c_f (t_{f,tk} - t_{f,tv})}. \quad (47)$$

A hőhordozó közeg átlagos térfogatárama

$$\dot{V}_f = \frac{\dot{m}_f}{\rho_f}, \quad (48)$$

ahol ρ_f az áramló hőhordozó közeg sűrűsége a töltés alatti számtani közepes hőmérsékleten ($t_{f,köz}$) [kg/m³].

A hőhordozó közeg átlagos sebessége

$$w_f = \frac{\dot{V}_f}{A_{cj}}, \quad (49)$$

ahol A_{cj} egy járat csatornáinak összes áramlási keresztmetszete (31) [m²].

Egy ideális hőtároló a teljes \dot{Q}_f hőáramot felvennie, a hőtároló a töltési idő végére teljes tömegében $t_{s,tv}=t_{f,tk}$ hőmérsékletre melegedne fel, ekkor a maximálisan betárolható hőmennyiség megegyezik a hőtároló elvi, maximális ($t_{s,tv}=t_{f,tk}$ és $t_{s,tk}=t_{f,tv}$ hőmérsékletek közötti) érzékelhetőhő-tárolási kapacitásával

$$Q_{kap} = \dot{Q}_f \tau_t = m_s c_s (t_{s,tv} - t_{s,tk}), \quad (50)$$

ahol: m_s a szilárd hőtároló anyag tömege [kg], c_s a szilárd hőtároló anyag fajhője a töltés alatti számtani közepes hőmérsékleten ($t_{s,köz}=0,5(t_{s,tk}+t_{s,tv})$) [J/kgK].

A szükséges hőtároló anyag tömege egy ideális hőtárolónál

$$m_s = \frac{Q_{kap}}{c_s (t_{s,tv} - t_{s,tk})}. \quad (51)$$

Ha a hőtároló anyag tömegét ennél kisebbre választjuk, a hőtároló jól kihasznált lesz, de a begyűjtött hő egy része még elvileg sem tárolható be.

Ha a hőtároló anyag tömegét ennél nagyobbra választjuk, a begyűjtött hőnek nagyobb része tárolható be (akár az egész is), de a hőtároló beruházási költsége nagyobb, és a hőtároló anyagtömeg kevésbé lesz kihasználva.

Számításaimnál az ideális hőtároló anyagtömeggel kialakított, valóságos hőtároló optimális kialakításával foglalkoztam.

A szükséges szilárd hőtároló anyag összes térfogata

$$V_s = \frac{m_s}{\rho_s}, \quad (52)$$

ahol ρ_s a szilárd hőtároló anyag sűrűsége a töltés alatti számtani közepes hőmérsékleten ($t_{s,köz}$) [kg/m³].

3.12.A csőcsatornás hőtároló működését leíró differenciálegyenletek

A hőhordozó közegben és a szilárd hőtároló anyagban történő hőterjedés leírására a 2.9.1. fejezetben ismertetett kétfázisú modellek közül az általános, 1D-1D modellnél egyszerűbb, de a legelterjedtebben használt Schumann (1D-1D) modellnél pontosabb modellt választottam, amelyet a szemcsés töltetre megadottról átalakítottam a csőcsatornás eset leírására alkalmas formájúra.

A hőterjedés leírására szolgáló modell a 3.9. és 3.11. fejezetben definiált mennyiségek használatával a következőképpen fogalmazható meg:

- A hosszú időtartamú hőtároló (amely m_s (51) tömegű hőtároló anyagot tartalmaz) a τ_0 időpillanatban minden pontjában $t_{s,tk}$ hőmérsékletű.
- A hőtároló töltésekor a hőtároló középső járatába bevezetve, a teljes τ_t töltési idő alatt egyenletesen \dot{m}_f (47) tömegáramú, $t_{f,tk}$ töltési, kezdeti hőmérsékletű hőhordozó közeget vezetünk keresztül a sorba kötött járatokon, amely w_f (49) átlagos sebességgel áramlik a hőtároló járatok csatornáiban. Hőtartalmának egy részét leadva $t_{f,tv}$ töltési véghőmérsékleten lép ki a hőtároló szélén lévő, utolsó járatból.
- A hőtároló ürítésekor (a töltési végállapot hőmérséklet-eloszlásából kiindulva) a feltöltési áramlási iránnyal ellentétes irányban, a teljes τ_i ürítési idő alatt egyenletesen \dot{m}_f tömegáramú (a feltöltési tömegárammal megegyező nagyságú), $t_{f,ik}$ ürítési, kezdeti hőmérsékletű hőhordozó közeget vezetünk keresztül a hőtárolón, amely w_f átlagos sebességgel áramlik a hőtároló járatok csatornáiban. A hőhordozó közeg a szilárd hőtároló anyag hőtartalmának egy részét felvéve $t_{f,iv}$ ürítési, véghőmérsékleten lép ki a középső járatból.

A kétfázisú általános, 1D-1D modell módosított változata

A hőhordozó közegben történő hőterjedést leíró differenciálegyenlet a hosszirányú hővezetést elhanyagolja (mert az a konvektív hőáramhoz képest elhanyagolható), számol a hosszirányú konvekcióval, tartalmazza az áramló hőhordozó közeg és a szilárd hőtároló anyag közötti hőátadási peremfeltételt, nem tartalmazza a környezet

felé irányuló hőveszteségre vonatkozó peremfeltételt (ez a hatás csak a külső járatoknál érvényesül, ezért külön történik a számítása)

$$\varepsilon \rho_f c_f \left(\frac{\partial t_f}{\partial \tau} + w_f \frac{\partial t_f}{\partial x} \right) = \alpha_f a_p (t_s - t_f). \quad (53)$$

A szilárd hőtároló anyagban történő hőterjedést leíró differenciálegyenlet a hosszirányú hővezetést figyelembe veszi, tartalmazza az áramló hőhordozó közeg és a szilárd hőtároló anyag közötti hőátadási peremfeltételt

$$(1 - \varepsilon) \rho_s c_s \frac{\partial t_s}{\partial \tau} = \lambda_{\text{seffx}} \frac{\partial^2 t_s}{\partial x^2} + \alpha_f a_p (t_f - t_s). \quad (54)$$

A szemcsés töltetre megadott differenciálegyenletek ε porozitásának értelmezése a csőcsatornás hőtárolóra (lásd 50-51. ábra)

$$\varepsilon = \frac{N_c A_{cl} L_{\ddot{o}}}{N_c A_{hcl} L_{\ddot{o}}} = \frac{A_{cl}}{A_{hcl}} = \frac{\frac{d_1^2 \pi}{4}}{\frac{\sqrt{3}}{2} s^2} = \frac{\frac{d_1^2 \pi}{4}}{\frac{d_2^2 \pi}{4}} = \frac{d_1^2}{d_2^2} = \frac{r_1^2}{r_2^2}. \quad (55)$$

A szemcsés töltetre megadott differenciálegyenletekben szereplő, az ágytérfogathoz viszonyított fajlagos hőátadó felület (a_p) értelmezése a csőcsatornás hőtárolóra (lásd 50-51. ábra)

$$a_p = \frac{N_c d_1 \pi L_{\ddot{o}}}{N_c A_{hcl} L_{\ddot{o}}} = \frac{d_1 \pi}{A_{hcl}} = \frac{d_1 \pi}{\frac{\sqrt{3}}{2} s^2} = \frac{d_1 \pi}{\frac{d_2^2 \pi}{4}} = \frac{4d_1}{d_2^2} = \frac{8r_1}{(2r_2)^2} = \frac{2r_1}{r_2^2}. \quad (56)$$

ε és a_p értékeit behelyettesítve a hőhordozó közegben történő hőterjedést leíró differenciálegyenletbe

$$\frac{\partial t_f}{\partial \tau} + w_f \frac{\partial t_f}{\partial x} = \frac{\alpha_f a_p}{\varepsilon \rho_f c_f} (t_s - t_f), \quad (57)$$

$$\frac{\partial t_f}{\partial \tau} + w_f \frac{\partial t_f}{\partial x} = \frac{\alpha_f \frac{2r_1}{r_2^2}}{\frac{r_1}{r_2^2} \rho_f c_f} (t_s - t_f). \quad (58)$$

Ebból a hőhordozó közegben történő hőterjedést leíró differenciálegyenlet csőcsatornás hőtárolóra

$$\frac{\partial t_f}{\partial \tau} + w_f \frac{\partial t_f}{\partial x} = \frac{2\alpha_f}{r_1 \rho_f c_f} (t_s - t_f). \quad (59)$$

ε és a_p értékeit behelyettesítve a szilárd hőtároló anyagban történő hőterjedést leíró differenciálegyenletbe

$$\frac{\partial t_s}{\partial \tau} = \frac{\lambda_{\text{seffx}}}{(1-\varepsilon) \rho_s c_s} \frac{\partial^2 t_s}{\partial x^2} + \frac{\alpha_f a_p}{(1-\varepsilon) \rho_s c_s} (t_f - t_s), \quad (60)$$

$$\lambda_{\text{seffx}} = (1-\varepsilon) \lambda_s, \quad (61)$$

$$\frac{\partial t_s}{\partial \tau} = \frac{\lambda_s}{\rho_s c_s} \frac{\partial^2 t_s}{\partial x^2} + \frac{\alpha_f \frac{2r_1}{r_2^2}}{\left(1 - \frac{r_1^2}{r_2^2}\right) \rho_s c_s} (t_f - t_s), \quad (62)$$

$$\frac{\partial t_s}{\partial \tau} = \frac{\lambda_s}{\rho_s c_s} \frac{\partial^2 t_s}{\partial x^2} + \frac{\alpha_f \frac{2r_1}{r_2^2}}{\frac{r_2^2 - r_1^2}{r_2^2} \rho_s c_s} (t_f - t_s), \quad (63)$$

$$\frac{\partial t_s}{\partial \tau} = \frac{\lambda_s}{\rho_s c_s} \frac{\partial^2 t_s}{\partial x^2} + \frac{2\alpha_f r_1}{(r_2^2 - r_1^2) \rho_s c_s} (t_f - t_s). \quad (64)$$

A szilárd hőtároló anyag hődiffúzitási tényezője

$$a_s = \frac{\lambda_s}{\rho_s c_s}. \quad (65)$$

A szilárd hőtároló anyagban történő hőterjedést leíró differenciálegyenlet csőcsatornás hőtárolóra

$$\frac{\partial t_s}{\partial \tau} = a_s \frac{\partial^2 t_s}{\partial x^2} + \frac{2\alpha_f r_1}{(r_2^2 - r_1^2) \rho_s c_s} (t_f - t_s). \quad (66)$$

3.12.1. A hőterjedést leíró differenciálegyenletek diszkretizálása

A hőterjedést leíró differenciálegyenletek véges differenciákkal történő közelítésekor a vizsgált, egymás után felfűzött járatok L összes hosszát n db Δx hosszúságú szakaszra felosztva $n+1$ db osztópontot kapunk. A hőterjedés szimulációs számításait a Matlab programcsomag használatával végeztem el, amely kifejezetten mátrixszámításokra lett kifejlesztve. A Matlab a vektorok és mátrixok elemeinek számozását 1-gyel kezdi, jelölésrendszeremben én is ezt teszem.

A hőterjedést leíró differenciálegyenletek diszkretizálására mindkét közegnél explicit módszert választottam. Igaz ugyan, hogy az explicit módszerek stabilitását biztosító megkötések miatt egy megválasztott Δx távolságosztás esetében a $\Delta \tau$ időlépés nem lehet bármekkora, de nem kell nagyméretű mátrixokat invertálni, mint implicit módszereknél. Továbbá explicit módszer esetén a teljes töltési-ürítési ciklus szimulációja gyorsítható a számításoknak a hőmérsékletváltozási front zónájára történő korlátozásával.

A hőhordozó közegben történő hőterjedést leíró differenciálegyenlet diszkretizálására az áramlásirányú (upwind) módszert alkalmaztam (F2 Függelék)

$$\frac{t_{f,i}^{k+1} - t_{f,i}^k}{\Delta \tau} + w_f \frac{t_{f,i}^k - t_{f,i-1}^k}{\Delta x} = \frac{2\alpha_f}{r_1 \rho_f c_f} (t_{s,i}^k - t_{f,i}^k), \quad (67)$$

$$t_{f,i}^{k+1} - t_{f,i}^k + \frac{w_f \Delta \tau}{\Delta x} (t_{f,i}^k - t_{f,i-1}^k) = \frac{2\alpha_f \Delta \tau}{r_1 \rho_f c_f} (t_{s,i}^k - t_{f,i}^k). \quad (68)$$

A Courant-szám

$$C = \frac{w_f \Delta\tau}{\Delta x}. \quad (69)$$

Vezessük be a B_f hőátadási peremfeltétel együtthatót

$$B_f = \frac{2\alpha_f \Delta\tau}{r_l \rho_f c_f}. \quad (70)$$

A Courant-szám és a B_f együttható behelyettesítésével

$$t_{f,i}^{k+1} - t_{f,i}^k + C(t_{f,i}^k - t_{f,i-1}^k) = B_f(t_{s,i}^k - t_{f,i}^k), \quad (71)$$

$$t_{f,i}^{k+1} = t_{f,i}^k - C(t_{f,i}^k - t_{f,i-1}^k) + B_f(t_{s,i}^k - t_{f,i}^k), \quad (72)$$

$$t_{f,i}^{k+1} = C t_{f,i-1}^k + (1 - C - B_f)t_{f,i}^k + B_f t_{s,i}^k. \quad (73)$$

Peremfeltétel a hőhordozó közeg belépésénél a töltés során

$$t_{f,1}^{k+1} = t_{f,1}^k = t_{f,tk}. \quad (74)$$

A hőhordozó közeg kilépésénél nincs szükség peremfeltételre (lásd (73) egyenlet).

A hőhordozó közeg kiindulási hőmérséklet-eloszlását megadó kezdeti feltétel

$$\underline{t}_f^1 = \begin{bmatrix} t_{f,1}^1 \\ t_{f,2}^1 \\ \vdots \\ t_{f,i}^1 \\ \vdots \\ t_{f,n+1}^1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} t_{f,tk} \\ t_{s,tk} \\ \vdots \\ t_{s,tk} \\ \vdots \\ t_{s,tk} \end{bmatrix}. \quad (75)$$

A hőhordozó közeg hőmérséklet-eloszlásának számítása a hőhordozó közeg belépésénél érvényes peremfeltételt is tartalmazó, mátrixos formában

$$\begin{bmatrix} t_{f,1}^{k+1} \\ t_{f,2}^{k+1} \\ \vdots \\ t_{f,i}^{k+1} \\ \vdots \\ t_{f,n+1}^{k+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & \vdots & 0 & 0 \\ C & (1-C-B_f) & 0 & \vdots & 0 & 0 \\ 0 & C & (1-C-B_f) & \vdots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \vdots & (1-C-B_f) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \vdots & C & (1-C-B_f) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} t_{f,1}^k \\ t_{f,2}^k \\ \vdots \\ t_{f,i}^k \\ \vdots \\ t_{f,n+1}^k \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \cdot t_{s,1}^k \\ B_f t_{s,2}^k \\ \vdots \\ B_f t_{s,i}^k \\ \vdots \\ B_f t_{s,n+1}^k \end{bmatrix}. \quad (76)$$

Az upwind módszer $C < 1$ feltétellel stabil, időben és térben első rendben pontos. A sebességvektor növekvő pozitív x-irányba mutat!

A szilárd hőtároló anyagban történő hőterjedést leíró differenciálegyenlet diszkrétizálására az FTCS-módszert alkalmaztam (F2 Függelék)

$$\frac{t_{s,i}^{k+1} - t_i^k}{\Delta\tau} = a_s \frac{t_{s,i-1}^k - 2t_{s,i}^k + t_{s,i+1}^k}{\Delta x^2} + \frac{2\alpha_f r_1}{(r_2^2 - r_1^2) \rho_s c_s} (t_{f,i}^k - t_{s,i}^k), \quad (77)$$

$$t_{s,i}^{k+1} - t_i^k = \frac{a_s \Delta\tau}{\Delta x^2} (t_{s,i-1}^k - 2t_{s,i}^k + t_{s,i+1}^k) + \frac{2\alpha_f r_1 \Delta\tau}{(r_2^2 - r_1^2) \rho_s c_s} (t_{f,i}^k - t_{s,i}^k). \quad (78)$$

A Fourier-szám

$$Fo = \frac{a_s \Delta\tau}{\Delta x^2}. \quad (79)$$

Vezessük be a B_s hőátadási peremfeltétel együtthatót

$$B_s = \frac{2\alpha_f r_1 \Delta\tau}{(r_2^2 - r_1^2) \rho_s c_s}. \quad (80)$$

A Fourier-szám és a B_s együttható behelyettesítésével

$$t_{s,i}^{k+1} - t_i^k = Fo (t_{s,i-1}^k - 2t_{s,i}^k + t_{s,i+1}^k) + B_s (t_{f,i}^k - t_{s,i}^k), \quad (81)$$

$$t_{s,i}^{k+1} = Fo t_{s,i-1}^k + (1 - 2Fo - B_s) t_{s,i}^k + Fo t_{s,i+1}^k + B_s t_{f,i}^k. \quad (82)$$

Peremfeltétel a hőhordozó közeg belépésénél a töltés során

$$t_{s,0}^k = t_{s,1}^k. \quad (83)$$

Peremfeltétel a hőhordozó közeg kilépésénél a töltés során

$$t_{s,n+2}^k = t_{s,n+1}^k. \quad (84)$$

A szilárd hőtároló anyag kiindulási hőmérséklet-eloszlását megadó kezdeti feltétel

$$\underline{t}_s^1 = \begin{bmatrix} t_{s,1}^1 \\ t_{s,2}^1 \\ \vdots \\ t_{s,i}^1 \\ \vdots \\ t_{s,n+1}^1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} t_{s,tk} \\ t_{s,tk} \\ \vdots \\ t_{s,tk} \\ \vdots \\ t_{s,tk} \end{bmatrix}. \quad (85)$$

A szilárd hőtároló anyag hőmérséklet-eloszlásának számítása a hőhordozó közeg belépésénél és kilépésénél érvényes peremfeltételeket is tartalmazó, mátrixos formában

$$\begin{bmatrix} t_{s,1}^{k+1} \\ t_{s,2}^{k+1} \\ \vdots \\ t_{s,i}^{k+1} \\ \vdots \\ t_{s,n+1}^{k+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (1-Fo-B_s) & Fo & 0 & \vdots & 0 & 0 \\ Fo & (1-2Fo-B_s) & Fo & \vdots & 0 & 0 \\ 0 & Fo & (1-2Fo-B_s) & \vdots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \vdots & (1-2Fo-B_s) & Fo \\ 0 & 0 & 0 & \vdots & Fo & (1-Fo-B_s) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} t_{s,1}^k \\ t_{s,2}^k \\ \vdots \\ t_{s,i}^k \\ \vdots \\ t_{s,n+1}^k \end{bmatrix} + B_s \begin{bmatrix} t_{f,1}^k \\ t_{f,2}^k \\ \vdots \\ t_{f,i}^k \\ \vdots \\ t_{f,n+1}^k \end{bmatrix}. \quad (86)$$

Az FTCS módszer $Fo \leq 0,5$ feltétellel stabil, időben első, térben másod rendben pontos.

A fenti egyenletekben szereplő anyagjellemzőket a hőhordozó közeg és a szilárd hőtároló anyag töltés alatti számtani közepes hőmérsékletein vettem

$$t_{f,köz} = \frac{t_{f,tk} + t_{f,tv}}{2}, \quad (87)$$

$$t_{s,köz} = \frac{t_{s,tk} + t_{s,tv}}{2}. \quad (88)$$

(Ürítéskor ugyanezekkel a közepes hőmérsékletekkel lehet számolni.)

3.12.2. A hőátadási tényező számítása

A csőcsatornás hőtároló kör keresztmetszetű csatornáiban áramló hőhordozó közeg átlagos hőátadási tényezőjének számítását a VDI Heat Atlas [100] szerint végeztem (a fejezet minden összefüggése onnan származik). Az összes anyagjellemzőt az áramló közeg $t_{f,köz}$ számtani közepes hőmérsékletén kell behelyettesíteni.

Az áramlás jellegét meghatározó Reynolds-szám

$$Re = \frac{w_f d_1}{\nu_f}, \quad (89)$$

ahol ν_f az áramló hőhordozó közeg kinematikai viszkozitása [m^2/s].

Az átlagos Nusselt-szám lamináris áramlásra ($Re < 2300$)

$$Nu_{m,T} = \sqrt[3]{Nu_{m,T,1}^3 + 0,7^3 + (Nu_{m,T,2} - 0,7)^3 + Nu_{m,T,3}^3}, \quad (90)$$

ahol

$$Nu_{m,T,1} = 3,66, \quad (91)$$

$$Nu_{m,T,2} = 1,615 \sqrt[3]{Re Pr \frac{d_1}{L}}, \quad (92)$$

$$Nu_{m,T,3} = \sqrt[6]{\frac{2}{1 + 22Pr}} \sqrt{Re Pr \frac{d_1}{L}}, \quad (93)$$

ahol Pr Prandtl-szám (az áramló közeg főtömegében mért hőmérsékleten) [-], L a hőtároló vizsgált járatainak összes hossza [m].

Az átlagos Nusselt-szám a lamináris-átmeneti határon ($Re = 2300$)

$$Nu_{m,T,2300} = \sqrt[3]{49,373 + (Nu_{m,T,2,2300} - 0,7)^3 + Nu_{m,T,3,2300}^3}, \quad (94)$$

ahol

$$Nu_{m,T,2,2300} = 21,318 \sqrt[3]{Pr \frac{d_1}{L}}, \quad (95)$$

$$Nu_{m,T,3,2300} = 47,958 \sqrt[6]{\frac{2}{1+22Pr}} \sqrt{Pr \frac{d_1}{L}}. \quad (96)$$

Az átlagos Nusselt-szám turbulens áramlásra ($10\,000 < Re$)

$$Nu_m = \frac{\left(\frac{\xi}{8}\right) Re Pr}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{\xi}{8}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \left[1 + \left(\frac{d_1}{L}\right)^{\frac{2}{3}}\right], \quad (97)$$

ahol

$$\xi = (1,8 \lg(Re) - 1,5)^2. \quad (98)$$

Az átlagos Nusselt-szám az átmeneti-turbulens határon ($Re = 10\,000$)

$$Nu_{m,10000} = \frac{38,4738 Pr}{1 + 0,78775 \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \left[1 + \left(\frac{d_1}{L}\right)^{\frac{2}{3}}\right]. \quad (99)$$

Az átlagos Nusselt-szám átmeneti áramlásra ($2300 < Re < 10\,000$)

$$Nu_m = (1 - \gamma) Nu_{m,T,2300} + \gamma Nu_{m,10000}, \quad (100)$$

ahol

$$\gamma = \frac{Re - 2300}{10000 - 2300}. \quad (101)$$

A Nusselt-szám korrekciója az iránytényezővel

$$\text{Nu}_m = \text{Nu}_{m,T} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w} \right)^{0,11}, \quad (102)$$

ahol Pr Prandtl-szám az áramló közeg főtömegében mért hőmérsékleten [-], Pr_w Prandtl-szám a falhőmérsékleten [-],

A hőátadási tényező

$$\alpha_f = \frac{\text{Nu}_m \lambda_f}{d_1}. \quad (103)$$

3.13.A csőcsatornás hőtároló nyomásesésének számítása

A csőcsatornában áramló közeg nyomásesése összenyomhatatlan közeg esetében

$$\Delta p' = \lambda_{fr} \frac{L}{d_1} \frac{\rho_f}{2} w_f^2, \quad (104)$$

ahol λ_{fr} a csősúrlódási tényező [-].

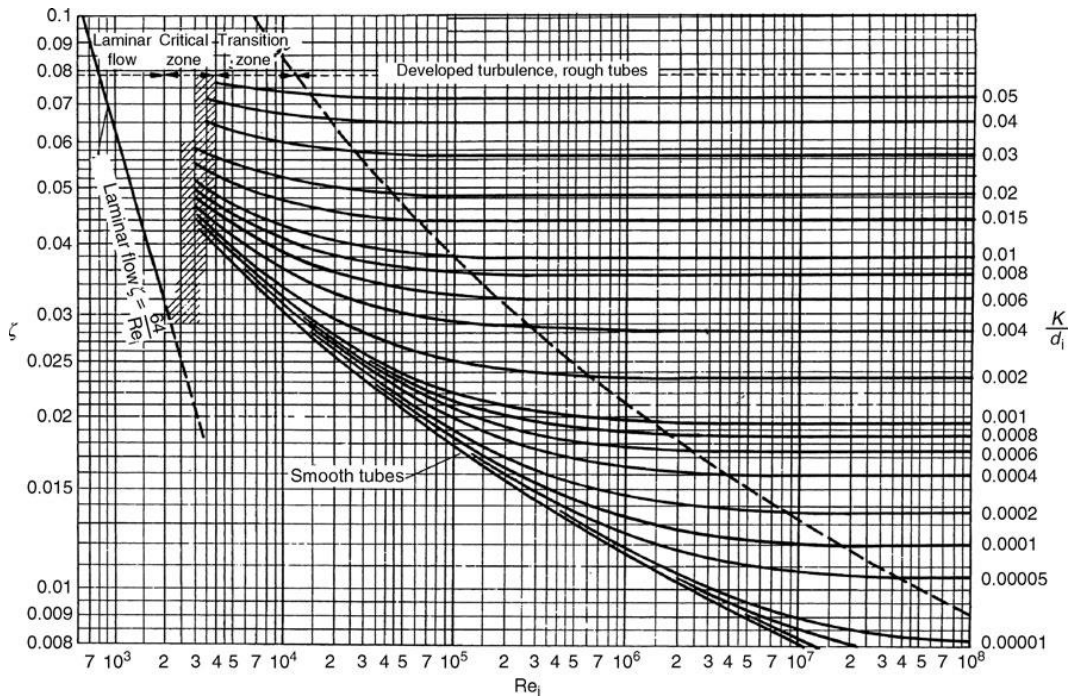
A fenti összefüggés összenyomható közeg esetében is használható, ha a nyomásesés kevesebb, mint 10%-a a belépési nyomásnak, mert ekkor a sűrűségváltozás hatása még nem számottevő [102]. Ahogy a későbbiekben majd kiderül, más szempontok miatt is célszerű volt ennél kisebb nyomásesés megengedése.

A csősúrlódási tényező lamináris tartományban csak a Reynolds-számtól, átmeneti és turbulens áramlás esetén a cső belső felületének k érdességtől is függ [102].

Lamináris tartományban

$$\lambda_{fr} = \frac{64}{\text{Re}}. \quad (105)$$

A csősúrlódási tényező átmeneti és turbulens tartományban a k/d_1 arány és a Reynolds-szám függvényében az 56. ábrából olvasható le.



56. ábra A λ_{fr} csőszűrlődési tényező (az ábrán ζ -vel jelölve) Moody-diagramja [100]

Az átmeneti és turbulens tartományra vonatkozó, általános érvényű összefüggéseket sokan kutatták, Ghanbari-Farshad-Rieke [101] közöltek összehasonlító elemzést és általuk kidolgozott összefüggést a $Re = 2100-10^8$ tartományra. Churchill [103] közölt a teljes Reynolds-szám tartományra érvényes összefüggést (ezt használtam)

$$\lambda_{fr} = 8 \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{1.5}} \right]^{\frac{1}{12}},$$

$$A = \left[2,457 \cdot \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \frac{k}{d_1}} \right) \right]^{16}, \quad (106)$$

$$B = \left(\frac{37\,530}{Re} \right)^{16}.$$

3.14. A csőcsatornás hőtároló tervezési változóinak kiválasztása

Egy optimalizációs feladat tervezési változói lehetnek geometriai méretek és működési paraméterek. A hőtároló feltöltését legjobban befolyásoló működési paraméter a hőhordozó közeg w_f áramlási sebessége. A 3.9. fejezet 51. ábráján feltüntetett méretek közül a csőcsatornák d_I belső átmérője és a csatornák s osztástávolsága vagy két csatorna közötti legkisebb s_h anyagvastagság lehetnének azok a legfontosabb geometriai méretek, amelyeket a hőhordozó közeg áramlási sebessége mellé optimalizációs változóknak célszerű még kiválasztani.

A w_f-d_I-s vagy a $w_f-d_I-s_h$ mennyiségcsoportok vizsgálatakor megállapítható, hogy az egyik mennyiséget tervezési változónak választva a másik kettő nem független egymástól, tehát csak két tervezési változó választható ki. Viszont mindhárom mennyiségre célszerű korlátozási feltételeket felállítani.

A Matlab programcsomag genetikai algoritmust használó optimalizációs módszerével kívántam meghatározni az összhatásfok szempontjából optimális tervezési változók értékét különböző járatszámok esetében, a korlátozási feltételek által behatárolt keresési térben.

A Matlab a genetikai algoritmust használó optimalizálás során a határokkal megadott és a lineáris egyenlőséggel vagy egyenlőtlenséggel megadott korlátozási feltételeket közvetlenül teljesíti (a tervezési változóknak csak olyan értékeket ad a keresés során, amelyek teljesítik ezeket a korlátozási feltételeket). A nemlineáris egyenlőséggel vagy egyenlőtlenséggel megadott korlátozási feltételeket viszont úgy elégíti ki, hogy azokat a célfüggvényhez büntetőfüggvényekkel adja hozzá, és ennek az összegfüggvénynek az optimumát keresi. Ebből szükségszerűen következik az, hogy meg nem engedett tervezési változó értékekkel is számol. Ha a célfüggvény értéke szimulációk végeredményéből számítható ki, akkor a meg nem engedett tervezési változó értékekkel elvégzett szimulációs számítások – bár közelebb visznek a célhoz – nagyon megnövelik a számítás időszükségletét. Ezért a nemlineáris korlátozási feltételeket valahogyan ki kellett kerülni.

A jelen fejezet elején felsorolt, lehetséges tervezési változók közül a hőhordozó közeg w_f áramlási sebessége és a csőcsatornák d_I belső átmérője között a 3.9. és 3.11. fejezetek egyenletei adják meg a nemlineáris kapcsolatot. Ráadásul az ipari gyakorlatban, a csővezetékekben gazdaságosnak bizonyult áramlási sebességek

(szintén nemlineárisan) függenek az átmérőtől, ezekből pedig csak nemlineáris korlátozási feltételeket lehetne felállítani, amit a szimulációs eredményeken alapuló optimalizálás véges időn belül történő elvégezhetősége érdekében célszerű elkerülni.

Az ipari gyakorlatban csővezetékekben szokásos, gazdaságos áramlási sebességeket a [104]-es irodalom nomogramja alapján kigyűjtöttem táblázatos formába folyadékra és gázra.

Létezik olyan k kitevő, amelyre w_{fmax} / d_1^k és w_{fmin} / d_1^k is nagyjából állandó d_1 függvényében, ez a $k=0,6$ kitevő. A w_{fmax} / d_1^k és w_{fmin} / d_1^k konstans határokkal megadott korlátozási feltételekként használhatók.

2. táblázat Ajánlott áramlási sebességek csővezetékekben folyadékra

d_1 [mm]	5	10	20	30	50	70	100	150
w_{fmax} [m/s]	0,5	0,8	1,25	1,6	2,1	2,5	3	4
w_{fmin} [m/s]	0,22	0,35	0,52	0,65	0,82	0,95	1,1	1,5
$w_{fmax} / d_1^{0,6}$ [m ^{0,4} /s]	12,0	12,7	13,1	13,1	12,7	12,3	11,9	12,5
$w_{fmin} / d_1^{0,6}$ [m ^{0,4} /s]	5,28	5,55	5,44	5,33	4,95	4,68	4,38	4,68

3. táblázat Ajánlott áramlási sebességek csővezetékekben gázra

d_1 [mm]	5	10	20	30	50	70	100	150
w_{fmax} [m/s]	6	8	11	14	18	22	30	40
w_{fmin} [m/s]	1,5	2,2	3,6	5	7	8,5	11	13
$w_{fmax} / d_1^{0,6}$ [m ^{0,4} /s]	144	127	115	115	109	108	119	125
$w_{fmin} / d_1^{0,6}$ [m ^{0,4} /s]	36,0	34,9	37,6	41,0	42,2	41,9	43,8	40,6

A tervezési változók legyenek tehát a következők

$$\underline{x} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix},$$

$$\text{ahol } x_1 = \frac{w_f}{d_1^{0,6}}, \quad (107)$$

$$\text{és } x_2 = s_h.$$

3.15.A csőcsatornás hőtároló korlátozási feltételeinek megadása

3.15.1. Az x_I tervezési változó korlátozási feltételei

A 2. és 3. táblázat $w_{f,max}$ értékei az üzemeltetési költségek szempontjából, $w_{f,min}$ adatai pedig a beruházási költségek szempontjából adnak meg ésszerű áramlási sebesség határokat csővezetékek tervezésekor.

A táblázatok adataiból folyadéokra felvehető, szűkített határok

$$5 \frac{\text{m}^{0,4}}{\text{s}} \leq \frac{w_f}{d_1^{0,6}} \leq 12 \frac{\text{m}^{0,4}}{\text{s}} . \quad (108)$$

Gázra felvehető, szűkített határok

$$40 \frac{\text{m}^{0,4}}{\text{s}} \leq \frac{w_f}{d_1^{0,6}} \leq 110 \frac{\text{m}^{0,4}}{\text{s}} . \quad (109)$$

Az x_I tervezési változó határokkal, általánosan megadott korlátozási feltételei

$$a_{h,1} \leq x_I \leq f_{h,1} . \quad (110)$$

Az alsó határokat csővezetéknel a beruházási költség szabta meg, a csőcsatornás hőtárolónál ilyen korlát nincs, ezért az alsó határokat – a keresési tér alaposabb átvizsgálhatósága érdekében – jelentősen csökkentettem.

Folyadékra legyen

$$a_{h,1} = 0,1 \frac{\text{m}^{0,4}}{\text{s}} \quad \text{és} \quad f_{h,1} = 12 \frac{\text{m}^{0,4}}{\text{s}} . \quad (111)$$

Gázra legyen

$$a_{h,1} = 1 \frac{\text{m}^{0,4}}{\text{s}} \quad \text{és} \quad f_{h,1} = 110 \frac{\text{m}^{0,4}}{\text{s}} . \quad (112)$$

3.15.2. Az x_2 tervezési változó korlátozási feltételei

A két csatorna közötti legkisebb s_h anyagvastagság alsó korlátját a gyártástechnológia, felső korlátját a szilárd hőtároló anyagban történő hőterjedési úthossz csökkentése kívánja meg.

Az x_2 tervezési változó határokkal, általánosan megadott korlátozási feltételei

$$a_{h,2} \leq x_2 \leq f_{h,2}. \quad (113)$$

Gázra legyen

$$a_{h,2} = 0,01 \text{ m} \quad \text{és} \quad f_{h,2} = 0,1 \text{ m}. \quad (114)$$

Folyadékra legyen bővebb

$$a_{h,2} = 0,01 \text{ m} \quad \text{és} \quad f_{h,2} = 0,5 \text{ m}. \quad (115)$$

Folyadékra azért kellett megnövelni a felső határt, mert a 3.15.3 pontban megadott korlátozási feltétel $N_j=1$ járatszámnál lehetetlenné tette a keresést (nem volt a feltételeknek megfelelő tervezési változó), $N_j=6$ járatszámnál pedig nagyon kicsire zsugorította volna a keresési teret.

3.15.3. A csőcsatorna d_1 belső átmérőjének korlátozási feltétele

A csőcsatorna átmérőjének (d_1) alsó korlátját a gyártástechnológia és a szerelhetőség kívánja meg

$$0,01 \text{ m} \leq d_1. \quad (116)$$

Felső korlátot nem szükséges szabni, nagyobb csatornaátmérőknél a fajlagos hőátadó felület csökkenése miatt úgyis rosszabb lesz a célfüggvény értéke.

3.15.4. Egész számú korlátozási feltétel

A hőtároló járat oldalhossz menti csatornáinak n_c száma csak egész szám lehet.

Az egész számú optimálás egy speciális optimálási terület, számos kötöttséggel. A kötöttségek elkerülhetők nem egész számú optimálással, majd az eredmény egész számra kerekítésével vagy n_c egész értékének más úton történő biztosításával. A

kötöttségek elkerülésének ezen utóbbi módját választottam, amit a 3.15.5 pontban ismertetek.

3.15.5. Rejtett geometriai korlátozási feltétel

A hőtárolónak a környezet felé irányuló hővesztesége (egy már megválasztott hőszigetelő anyag és hőszigetelés vastagság esetén) akkor a legkisebb, ha a legkisebb fajlagos felületű geometriával készül el. Szabályos 6-oldalú hasáb esetében az ideális arány $H/S_t=1$, amelyet természetesen csak közelítőleg lehet teljesíteni. Rejtett korlátozási feltételként építettem be

$$\frac{H}{S_t} \approx 1. \quad (117)$$

Ezt a korlátozási feltételt a 3.15.4 pontban leírt egész szám korlátozási feltétellel együtt kivontam az optimáló algoritmus feltételvizsgálatának hatálya alól úgy, hogy a szimulációs függvény az optimáló algoritmus által felvett x_1, x_2 értékekből, még a szimuláció megkezdése előtt $n_c=1, \dots, 1000$ egész számok mindegyikére kiszámolja a H/S_t értékét és kiválasztja a (117) feltételnek legjobban megfelelő n_c értéket.

3.15.6. Nyomásesés korlátozási feltétel

A hőtároló járatai páronként köthetők be a hőhordozó közeg áramlási útvonalába vagy iktathatók ki onnan.

Több okból is fontos, hogy a hőhordozó közeg nyomásesése kicsi legyen:

- ne legyen szükség vastag, nyomásbíró köpenyre,
- ne legyen nagy a szállítási munkaszükséglet,
- gáz hőhordozó közeg esetében legyen figyelmen kívül hagyható a gáz összenyomhatósága,
- gáz hőhordozó közeg esetében elegendő legyen ventilátor használata (ne legyen szükség fúvóra vagy kompresszorra).

Mindezek figyelembevételével a (104) szerinti nyomásesésre vonatkozó korlátozási feltétel $L=2H$ hosszon legyen

$$\Delta p'_{2H} \leq 10000 \text{ Pa} = 0,1 \text{ bar} . \quad (118)$$

3.16. Célfüggvények definiálása az előzetes optimaláshoz

Amint a 3.10. pontban kifejtettem, az előzetes optimalás csak az első járatba, a járatra jutó feltöltési idő alatt betölthető hőmennyiség maximálására szorítkozott.

Az első járat feltöltődésének jóságát mutató célfüggvény legyen az első járatra vonatkozó feltöltési hatásfok

$$\eta_{t1} = \frac{Q_{be\ id1}}{Q_{kap1}}, \quad (119)$$

ahol $Q_{be\ id1}$ az első járatra jutó feltöltési idő alatt, a járatba gyakorlatilag betölthető hőmennyiség (ideális esetben, vagyis a hőveszteség figyelembevétele nélkül) [J], Q_{kap1} a hőtároló egy járatának elvi, maximális érzékelhetőhő-tárolási kapacitása a hőhordozó közeg ürítéskori belépő $t_{f,ük}$ és töltéskori belépő $t_{f,tk}$ hőmérséklete közötti tartományban [J].

Az η_{t1} célfüggvény megadja az első járatra jutó feltöltési idő alatt, a járatban a véges hőátadási tényezővel számolt, gyakorlatilag megkötött hőmennyiség-hányadot a végtelen nagy hőátadási tényezővel elvileg megköthető hőmennyiséghez képest, értéke 0 és 1 közötti lehet.

A számítási módszer pontosságának ellenőrzésére egy másik célfüggvényt is alkalmaztam. Ez a célfüggvény legyen az első járat feltöltési veszteségtényezője, az a hőmennyiség-hányad, ami az első járat helyett csak a második járatban kötődött meg

$$\nu_{t1} = \frac{Q_{be\ id2}}{Q_{kap1}}, \quad (120)$$

ahol $Q_{be\ id2}$ az első járatra jutó feltöltési idő alatt, a második járatban megkötött hőmennyiség (ideális esetben, vagyis a hőveszteség figyelembevétele nélkül) [J].

Ha a hőmérsékletváltozási front hossza rövidebb a két járat együttes hosszánál, akkor a számítás pontosságát biztosítja az $\eta_{t1} + \nu_{t1} \approx 1$ egyenlőség.

A hőtároló aktuálisan vizsgált járatainak összes hossza

$$L = 2H. \quad (121)$$

A távolságosztás hossza

$$\Delta x = \frac{L}{n}, \quad (122)$$

ahol n a vizsgált, felosztott hossz szakaszainak száma [-].

A vizsgálat időtartama

$$\tau_{\max} = \frac{\tau_t}{N_j}, \quad (123)$$

ahol τ_t a hőtároló töltési időtartama [s].

Az időlépés maximális hossza meghatározható a következőkből

$$C = \frac{w_f \Delta \tau}{\Delta x} < 1, \quad (124)$$

$$Fo = \frac{a_s \Delta \tau}{\Delta x^2} \leq 0,5. \quad (125)$$

A 3.12.1. és 3.12.2. fejezetekben leírtak alapján végigszámolható a hőhordozó közeg és a szilárd hőtároló anyag hőmérsékletének időbeni és hely szerinti változása az első és második járatban τ_{\max} időtartamig.

A célfüggvények kiszámítása a τ_{\max} időpillanatban érvényes hőmérséklet-eloszlásból

$$\eta_{t1} = \frac{\sum_{i=1}^{\frac{n}{2}} c_s \rho_s A_{sj} \Delta x \left(\frac{t_{s,i}^{\tau_{\max}} + t_{s,i+1}^{\tau_{\max}}}{2} - t_{s,tk} \right)}{\sum_{i=1}^{\frac{n}{2}} c_s \rho_s A_{sj} \Delta x (t_{f,tk} - t_{s,tk})} = \frac{\sum_{i=1}^{\frac{n}{2}} \frac{t_{s,i}^{\tau_{\max}} + t_{s,i+1}^{\tau_{\max}}}{2} - t_{s,tk}}{\frac{n}{2} (t_{f,tk} - t_{s,tk})}, \quad (126)$$

$$\nu_{t1} = \frac{\sum_{i=\frac{n}{2}+1}^n c_s \rho_s A_{sj} \Delta x \left(\frac{t_{s,i}^{\tau_{\max}} + t_{s,i+1}^{\tau_{\max}}}{2} - t_{s,tk} \right)}{\sum_{i=\frac{n}{2}+1}^n c_s \rho_s A_{sj} \Delta x (t_{f,tk} - t_{s,tk})} = \frac{\sum_{i=\frac{n}{2}+1}^n \frac{t_{s,i}^{\tau_{\max}} + t_{s,i+1}^{\tau_{\max}}}{2} - t_{s,tk}}{\frac{n}{2} (t_{f,tk} - t_{s,tk})}. \quad (127)$$

3.16.1. Az optimalizációs feladat alapadatai az előzetes optimalizációhoz

A teljes töltési idő: $\tau_f=63$ nap= 1512 h= $5\,443\,200$ s.

A teljes töltési idő alatt egyenletesen betöltött hőáram: $\dot{Q}_f=2$ MW.

A hőtároló anyag töltés előtti kezdeti hőmérséklete (egyenletesen): $t_{s,tk}=100$ °C.

A hőhordozó közeg belépő hőmérséklete töltéskor: $t_{f,tk}=400$ °C.

A vizsgált hossz ($L=2H$) szakaszainak száma: $n=20$.

A szilárd hőtároló anyagnak az [55]-ös irodalom nyomán a magnezit téglát választottam. Ezt a téglát tűzálló anyagként alkalmazzák kemencéknél, kazánoknál és az elektromos hőtároló kályhákban is. Térfogati hőkapacitása $3,77$ MJ/m³K, megközelíti a víz 90 °C-on mért térfogati hőkapacitását, de annál sokkal nagyobb hőmérséklettartományban használható (olvadáspontja 2820 °C). Az Al₂O₃ alapú téglák (korund téglák) szintén nagyon jó térfogati hőkapacitással rendelkeznek: $3,3$ MJ/m³K (95% Al₂O₃-tartalom).

A magnezit téglá anyagjellemzői $t_{s,köz}=(t_{s,tk}+t_{s,tv})/2=(100$ °C+ 400 °C)/ $2=250$ °C-on: $\lambda_s=23,26$ W/mK, $\rho_s=3500$ kg/m³, $c_s=1077,5$ J/kgK [110].

A szükséges hőtároló magnezit téglá tömege a fenti adatokkal a (51) egyenlet szerint egy ideális hőtárolónál (amely teljes tömegében felmelegedne a hőhordozó közeg belépő hőmérsékletére): $m_s=33\,678$ t. Az optimalizálás során vizsgált mindegyik hőtároló változat ekkora tömegű magnezit téglá hőtároló anyagot tartalmazott.

Két hőtároló járat közötti hőszigetelés vastagsága: $d_s=0,2$ m.

A hőhordozó közeg anyaga:

A. Közel légköri nyomású levegő,

amelynek anyagjellemzői $t_{f,köz}=(t_{f,tk}+t_{f,tv})/2=(400$ °C+ 100 °C)/ $2=250$ °C-on:

$\lambda_f=0,0425$ W/mK, $\rho_f=0,6715$ kg/m³, $c_f=1038,5$ J/kgK, $\nu_f=4,1525 \cdot 10^{-5}$ m²/s [110].

B. Ionos folyadék ([BMIM][BF₄] 1-butil-3-metilimidazolim tetrafluoroborát),

amelynek anyagjellemzői $t_{f,köz}=(t_{f,tk}+t_{f,tv})/2=(400$ °C+ 100 °C)/ $2=250$ °C-on:

$\lambda_f=0,1705$ W/mK, $\rho_f=1037,5$ kg/m³, $c_f=1774$ J/kgK, $\nu_f=5,75 \cdot 10^{-6}$ m²/s [111].

A 2.5.2. fejezet végén felsorolt, a napsugárzást koncentráló kollektoroknál általánosan használt hőhordozó közegek közül a környezeti hőmérsékleten folyadék halmazállapotúak csak 400 °C-ig használhatók, az 500-600 °C-ig használható sóoldadékok pedig csak az olvadáspontjuk (120, ..., 400 °C) feletti tartományban alkalmazhatók, a befagyásveszély miatt különleges hőszigetelést és üzemvitelt igényelnek. Viszonylag új kutatási terület az ionos folyadékok hőhordozó közegként (és esetleg direkt, érzékelhetőhő-tároló anyagként) történő alkalmazása [112], [113]. Az ionos folyadékok 25 °C alatti olvadáspontú sók, amelyek 420-450 °C-ig alkalmazhatók. (A [BMIM][BF₄] olvadáspontja -87 °C, 423 °C-ig használható.)

3.16.2. Előzetes optimalizálás

Az előzetes optimalizálást a Matlab programcsomag genetikai algoritmust használó optimalizáló moduljával oldottam meg a következő főbb beállítások használatával:

- generációk száma: 16,
- populációk száma generációnként: 5,
- egyedek száma populációnként: 20.

A populációk egyedei mutálódnak, egymással kereszteződnek, a legjobb célfüggvényértékűek egy része átkerül a következő generációba, a szomszédos populációk két generációnként részlegesen keverednek.

A számításokat $N_j = 1, 6, 18, 36, 60, 90, 126, 168$ járatszámok (8-féle járatszám) esetére végeztem el gáz és folyadék hőhordozó közeggel.

Az optimalizáló algoritmus tehát összesen $16 \cdot 5 \cdot 20 \cdot 8 \cdot 2 = 25\,600$ szimulációs számítását végzett el (kb. 200 óra gépidő).

Az előzetes optimalizálással fel lehetett térképezni, hogy a tervezési változók korlátozási feltételekkel leszűkített halmazának mely részére esik a várható optimum.

Az előzetes optimalizálás η_{HI} célfüggvénye nem tudott minden, az összhatásfok szempontjából fontos mennyiséget figyelembe venni, mert azokat az egész hőtároló teljes töltési és ürítési időtartama alatti hőmérséklet-hely függvényeinek végigszámolása után lehet meghatározni (a 25 600 db szimuláció esetében ez kb. 2 év gépidő lenne). Az előzetes optimalizálás eredményei alapján kimerítő kereséssel határozhatók meg az összhatásfok szempontjából optimális tervezési változó értékek.

3.17. Az összehatásfok célfüggvény definiálása

Az összehatásfok szempontjából optimális tervezési változók kombinációját az előzetes optimalás eredményeinek ismeretében, a teljes töltési és ürítési időtartam alatti hőmérséklet-hely függvények végigszámolása után lehet meghatározni. A számítások időszükséglete miatt ekkor klasszikus optimalásra már nincs lehetőség, csak kimerítő keresésre, de – a célfüggvény lapossága miatt (mint az az érzékenységvizsgálatoknál, a 3.18. fejezetben majd látható lesz) – a keresési tér néhány jellegzetes pontjában elvégzett szimulációs számítás eredménye alapján a tervezési változók optimális kombinációja biztonsággal meghatározható.

A korábban definiált (14) összehatásfok

$$\eta_{\delta} = \frac{Q_{h\ id} - Q_v - Q_{tr}}{Q_{kap}}. \quad (128)$$

3.17.1. A Q_{kap} hőmennyiség meghatározása

A Q_{kap} az a hőmennyiség, amely egy ideális hőtárolóba betöltődne a teljes feltöltési idő alatt úgy, hogy a feltöltés előtt minden pontjában $t_{s,tk}$ hőmérsékletű hőtároló a feltöltés végére minden pontjában $t_{s,tv}=t_{f,tk}$ hőmérsékletű lesz, miközben a $t_{f,tk}$ belépő hőmérsékletű hőhordozó közeg $t_{f,tv}=t_{s,tk}$ hőmérsékleten lép ki. Ekkor a maximálisan betárolható hőmennyiség megegyezik a hőtároló elvi, maximális érzékelhetőhőtárolási kapacitásával. Q_{kap} kiszámítható a (50) egyenlet szerint.

3.17.2. A $Q_{h\ id}$ hőmennyiség meghatározása

A $Q_{h\ id}$ hőmennyiség egy töltési-ürítési ciklus alatt a hőtárolóból hőveszteség nélküli esetben, gyakorlatilag visszanyerhető hőmennyiség (a hőtároló feltöltés utáni és ürítés utáni hőtartalmának különbsége ideális esetben, vagyis a hőveszteség figyelembevétele nélkül).

Kiszámításához szükség van a hőtároló hőmérséklet-eloszlásának ismeretére a töltési és az ürítési szakasz végén is.

$$Q_{h\ id} = Q_{be\ id} - Q_{m\ id}, \quad (129)$$

ahol $Q_{be\ id}$ a hőtárolóba a feltöltési idő alatt, gyakorlatilag betölthető hőmennyiség (ideális esetben, vagyis a hőveszteség figyelembevétele nélkül) [J], $Q_{m\ id}$ a hőtárolóban az ürítési idő végén bennmaradó hőmennyiségnek az a része, amely a hőhordozó közeggel hosszabb idő alatt kiüríthető lenne (ideális esetben, vagyis a hőveszteség figyelembevétele nélkül) [J].

A számításoknál a hőtároló aktuálisan vizsgált járatainak összes hossza

$$L = L_{\bar{o}} = N_j H. \quad (130)$$

A távolságosztás hossza

$$\Delta x = \frac{L}{n}, \quad (131)$$

ahol n a vizsgált, felosztott hossz szakaszainak száma [-].

A vizsgálat időtartama: τ_t és τ_{ii} .

Az időlépés maximális hossza meghatározható a következőkből

$$C = \frac{w_f \Delta\tau}{\Delta x} < 1, \quad (132)$$

$$Fo = \frac{a_s \Delta\tau}{\Delta x^2} \leq 0,5. \quad (133)$$

A 3.12.1. és 3.12.2. fejezetekben leírtak alapján végigszámolható a hőhordozó közeg és a szilárd hőtároló anyag hőmérsékletének időbeni és hely szerinti változása a töltés és az ürítés időtartama alatt. A töltés végállapotának hőmérséklet-eloszlása az ürítés kiindulási állapotának kezdeti feltétele. Ürítéskor a hőhordozó közeg áramlási iránya ellentétes a töltési áramlási iránnyal.

A fenti hőmennyiségek kiszámítása a τ_t és a $\tau_t + \tau_{ii}$ időpillanatban érvényes hőmérséklet-eloszlásokból gáz hőhordozó közeg esetén

$$Q_{be\ id} = \sum_{i=1}^n c_s \rho_s A_{sj} \Delta x \left(\frac{t_{s,i}^{\tau_t} + t_{s,i+1}^{\tau_t}}{2} - t_{s,tk} \right), \quad (134)$$

$$Q_{m\ id} = \sum_{i=1}^n c_s \rho_s A_{sj} \Delta x \left(\frac{t_{s,i}^{\tau_t + \tau_{\bar{u}}} + t_{s,i+1}^{\tau_t + \tau_{\bar{u}}}}{2} - t_{s,tk} \right). \quad (135)$$

Ha a hőhordozó közeg folyadék, a szilárd hőtároló anyag tömegével összemérhető tömegű folyadék tartózkodik a hőtároló csatornáiban, ami szintén jelentős mennyiségű hőt tárol (tulajdonképpen szilárd-folyadék vegyes hőtárolóról van szó). A fenti hőmennyiségek számítása folyadék hőhordozó közeg esetén

$$Q_{be\ id} = \sum_{i=1}^n c_s \rho_s A_{sj} \Delta x \left(\frac{t_{s,i}^{\tau_t} + t_{s,i+1}^{\tau_t}}{2} - t_{s,tk} \right) + \sum_{i=1}^n c_f \rho_f A_{cj} \Delta x \left(\frac{t_{f,i}^{\tau_t} + t_{f,i+1}^{\tau_t}}{2} - t_{s,tk} \right), \quad (136)$$

$$Q_{m\ id} = \sum_{i=1}^n c_s \rho_s A_{sj} \Delta x \left(\frac{t_{s,i}^{\tau_t + \tau_{\bar{u}}} + t_{s,i+1}^{\tau_t + \tau_{\bar{u}}}}{2} - t_{s,tk} \right) + \sum_{i=1}^n c_f \rho_f A_{cj} \Delta x \left(\frac{t_{f,i}^{\tau_t + \tau_{\bar{u}}} + t_{f,i+1}^{\tau_t + \tau_{\bar{u}}}}{2} - t_{s,tk} \right). \quad (137)$$

3.17.3. A Q_v hőmennyiség meghatározása

A Q_v hőmennyiség egy töltési-ürítési ciklus alatt, a határoló felületeken át a környezetbe jutó hőveszteség. A hőveszteségek számítására vonatkozó összefüggéseket a teljes egészében földfelszín fölé épített hőtárolótípusra írtam fel.

$$Q_v = Q_{vt} + Q_{vp} + Q_{vf}. \quad (138)$$

A tető hővesztesége egy töltési-ürítési ciklus alatt

$$Q_{vt} = \kappa_t A_t (t_{f,köz} - t_k)(\tau_t + \tau_{\bar{u}}), \quad (139)$$

ahol $t_{f,köz}$ a (87)-es egyenlet szerint.

A tető hőátzármatatási tényezője

$$\kappa_t = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{bt}} + \frac{\delta_{sz}}{\lambda_{sz}} + \frac{1}{\alpha_k}}, \quad (140)$$

ahol α_{bt} belső hőátadási tényező a tető alatt [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$], α_k külső hőátadási tényező [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$], λ_{sz} a hőtároló külső hőszigetelésének hővezetési tényezője [W/mK], δ_{sz} a hőtároló külső hőszigetelésének vastagsága [m].

A tető hőátadó felülete

$$A_t = \frac{\sqrt{3}}{2} L_{10}^2. \quad (141)$$

A palástfelület hővesztesége egy töltési-ürítési ciklus alatt

A H magasságú hőtároló magasságához alul és felül a fordulókamrák helyigényének biztosításához szükséges építményrészek H_l magassága adódik hozzá, ezek felületeinek hőveszteségét is figyelembe vettem.

$$Q_{vp} = 2Q_{vpH_l} + Q_{vpH}. \quad (142)$$

A H_l magasságú palástfelületek hővesztesége egy töltési-ürítési ciklus alatt

$$Q_{vpH_l} = \kappa_p A_{pH_l} (t_{s,köz} - t_k)(\tau_t + \tau_{ü}), \quad (143)$$

ahol $t_{s,köz}$ a (88)-as egyenlet szerint.

A palástfelületek hőátzármatatási tényezője

$$\kappa_p = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{bp}} + \frac{\delta_{sz}}{\lambda_{sz}} + \frac{1}{\alpha_k}}, \quad (144)$$

ahol α_{bp} belső hőátadási tényező függőleges fal mellett [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$].

A H_l magasságú palást hőátadó felülete

$$A_{pH_l} = 6L_{11} H_l. \quad (145)$$

A H magasságú palástfelület hővesztesége egy töltési-ürítési ciklus alatt

$$Q_{vpH} = \kappa_p A_{pH} (\tau_t + \tau_{\ddot{u}}) \left[(t_{s,k\ddot{o}z} - t_k) \underbrace{\frac{6(n_j - 1) - 1}{3n_j(n_j - 1)}}_a + (t_{s,tk} - t_k) \underbrace{\left(1 - \frac{6(n_j - 1) - 1}{3n_j(n_j - 1)}\right)}_b \right], \quad (146)$$

ahol az n_j -t tartalmazó törtek közül a jelöli azt az időhányadot, amikor a paláستtal érintkező külső járatok töltődnek, vagy ürülnek, tehát részben melegek, b jelöli azt az időhányadot, amikor a paláстtal érintkező külső járatok még nem kezdtek el feltöltődni vagy már mind ki vannak ürítve, tehát hidegek.

A H magasságú palást hőátadó felülete

$$A_{pH} = 6L_{11} H. \quad (147)$$

A fenék hővesztesége egy töltési-ürítési ciklus alatt

Mivel a fenéken (alapozáson és padlózat) keresztül adódik át a súlyerő a talajra, a fenék jó hőszigetelését a legnehezebb kialakítani, ezért a fenéken keresztül jelentkezik a legnagyobb hőveszteség. A fenék hőveszteségének számítása bonyolult feladat. Az MSZ EN ISO 13370 [109] számítási módszereit alkalmaztam

$$Q_{vf} = (\Psi_f K_f + \kappa_f A_f)(t_{f,k\ddot{o}z} - t_k)(\tau_t + \tau_{\ddot{u}}), \quad (148)$$

ahol ψ_f a fenék vonalmenti hőátzármaztatási tényezője (hőhíd-katalógusból kikereshető) [W/mK].

A fenék hőhíd kerülete

$$K_f = 6L_9. \quad (149)$$

A fenék hőátadó felülete

$$A_f = \frac{\sqrt{3}}{2} S_t^2. \quad (150)$$

A fenék hőátszarmaztatási tényezőjének számításához előbb ki kell számítani az egyenértékű padlózatvastagságot

$$\delta_{pe} = \delta_{sz} + \lambda_t \left(\frac{1}{\alpha_{bf}} + \frac{\delta_{ba}}{\lambda_{ba}} + \frac{1}{\alpha_k} \right), \quad (151)$$

ahol α_{bf} belső hőátadási tényező a fenék felett [W/m²K], λ_{ba} a betonalap hővezetési tényezője [W/mK], λ_t a talaj hővezetési tényezője [W/mK], δ_{ba} a betonalap vastagsága [m], δ_{sz} a hőtároló külső hőszigetelésének vastagsága [m].

A fenék hőátszarmaztatási tényezője

$$\delta_{pe} < \frac{A_f}{0,5K_f} \quad \text{esetén} \quad \kappa_f = \frac{2\lambda_t}{\pi \frac{A_f}{0,5K_f} + \delta_{pe}} \cdot \ln \left(\frac{\pi \frac{A_f}{0,5K_f}}{\delta_{pe}} + 1 \right), \quad (152)$$

$$\delta_{pe} \geq \frac{A_f}{0,5K_f} \quad \text{esetén} \quad \kappa_f = \frac{\lambda_t}{0,457 \frac{A_f}{0,5K_f} + \delta_{pe}}. \quad (153)$$

3.17.4. A Q_{tr} hőmennyiség meghatározása

A Q_{tr} hőmennyiség a hőhordozó közeg szállítási elektromos munkaszükségletének hőegyenértéke egy töltési-ürítési ciklus alatt (az a hőmennyiség, amelyből az elektromos munkaszükséglet egy hőerőműben előállítható lenne).

A szállítási munka egy töltési-ürítési ciklus alatt

$$W_{tr} = \int_0^{\tau_t + \tau_{\ddot{u}}} \dot{V}_f \Delta p_{\ddot{o}} d\tau \approx \int_0^{\tau_t + \tau_{\ddot{u}}} \dot{V}_f \Delta p' d\tau. \quad (154)$$

A szállítási munka közelítve egy töltési-ürítési ciklus alatt

$$W_{tr} = (N_{j2Hht} \tau_t + N_{j2Hh\ddot{u}} \tau_{\ddot{u}}) \dot{V}_f \Delta p'_{2H}, \quad (155)$$

ahol N_{j2Hht} a hőtároló töltésekor egyidejűleg használatban lévő járatpárok átlagos száma [-], $N_{j2Hh\ddot{u}}$ a hőtároló ürítésekor egyidejűleg használatban lévő járatpárok átlagos száma [-], $\Delta p'_{2H}$ az áramló hőhordozó közeg nyomásesése $L=2H$ hosszön (egy járatpáron) [Pa].

A szállítási munka hőegyenértéke egy töltési-ürítési ciklus alatt

$$Q_{tr} = \frac{W_{tr}}{\eta_{\ddot{o}h}}, \quad (156)$$

ahol $\eta_{\ddot{o}h}$ az villamosenergia-termelés összhatásfoka hőerőműben [-].

3.17.5. Kiegészítő adatok az összhatásfok szempontjából optimális tervezési változók meghatározásához

A teljes ürítési idő: $\tau_{ii} = 58 \text{ nap} = 1392 \text{ h} = 5\,011\,200 \text{ s}$.

A szilárd hőtároló ürítés előtti kezdeti hőmérséklet-eloszlása megegyezik a töltési periódus végső hőmérséklet-eloszlásával.

A hőhordozó közeg belépő hőmérséklete ürítéskor: $t_{f,ük} = 100 \text{ °C}$.

A hőhordozó közeg tömegárama ürítéskor: megegyezik a töltési tömegárammal.

A vizsgált hossz ($L = N_j H$) szakaszainak száma: $n = 10N_j$.

A belső hőátadási tényező a tető alatt: $\alpha_{bt} = 10 \text{ W/m}^2\text{K}$.

A belső hőátadási tényező függőleges fal mellett: $\alpha_{bp} = 8 \text{ W/m}^2\text{K}$.

A belső hőátadási tényező a fenék felett: $\alpha_{bf} = 6 \text{ W/m}^2\text{K}$.

A külső hőátadási tényező: $\alpha_k = 23 \text{ W/m}^2\text{K}$.

A hőtároló külső (kőzetgyapot) hőszigetelésének hővezetési tényezője:

$\lambda_{sz} = 0,0468 \text{ W/mK}$.

A hőtároló külső hőszigetelésének vastagsága: $\delta_{sz} = 1 \text{ m}$.

A fordulókamrák magassága: $H_I = 2 \text{ m}$.

A fenék vonalmenti hőátárazmazztatási tényezője: $\psi_f = 1,15 \text{ W/mK}$.

A beton alap vastagsága: $\delta_{ba} = 1 \text{ m}$.

A beton alap hővezetési tényezője: $\lambda_{ba} = 1 \text{ W/mK}$.

A talaj hővezetési tényezője: $\lambda_t = 2 \text{ W/mK}$.

Az villamosenergia-termelés összhatásfoka hőerőműben: $\eta_{\delta h} = 0,3$.

3.18.A csőcsatornás hőtároló összhatásfok szempontjából optimális méretei

Az előzetes optimalizálás eredményei alapján kimerítő kereséssel határoztam meg az összhatásfok szempontjából optimális tervezési változó értékeket. A számításokat $N_j=1, 6, 18, 36, 60, 90, 126, 168$ járatszámok esetére végeztem el levegő és ionos folyadék hőhordozó közegekkel.

Bár a folyadék hőhordozó közeg alkalmazása több, gyakorlati megvalósíthatósággal kapcsolatos problémát vet fel, mindenképpen hasznosnak tartottam a vele elvégzett számításokat, amelyek megmutatták, hogy összhatásfok szempontjából, ebből a típusból jobb hőtárolót lehet építeni.

Levegő hőhordozó közeg

Előnyei:

- olcsó,
- korlátlan mennyiségben rendelkezésre áll,
- magas hőmérsékleten is használható,
- nem mérgező,
- a szivárgás nem okoz komoly problémát,
- kis túlnyomással üzemeltethető.

Hátrányai:

- nagyobb szállítási munkaszükséglet,
- kisebb elérhető összhatásfok.

Folyadék hőhordozó közeg

Előnyei:

- kis szállítási munkaszükséglet,
- nagy saját hőtároló képesség,
- nagyobb elérhető összhatásfok.

Hátrányai:

- ha magas hőmérsékleten is alkalmazható, akkor drága,
- nagyon sok kell belőle (a hőtároló járatait fel kell tölteni),
- lehet egészségkárosító vagy környezetszennyező hatása,
- reakcióba léphet a szilárd hőtároló anyaggal,
- szilárd anyaggal szennyeződik, szűrni kell,
- az optimalizációs feladat hőtárolóinál kb. 2,5 barg hidrosztatikai nyomás jelentkezik a járatok alján,
- a szivárgása komoly problémát okoz (üzem közben a hőtároló belső terében emberi erővel végzett javítási munka – a magas hőmérséklet miatt – elképzelhetetlen).

A folyadék hőhordozó közeg néhány hátránya kiküszöbölhető lenne, ha a folyadék a szilárd hőtároló anyagba épített csövekben közlekedne, de ebben az esetben a magas beruházási költségek mellett hőtágulás-különbségből adódó problémák lépnének fel, továbbá a csőfal-tégla érintkezési ellenállása jelentősen rontaná a hőterjedést. Ráadásul a jó összhatásfok biztosításához, kis osztás-sűrűséggel, rengeteg csövet kellene elhelyezni, tetemes beruházási költséggel.

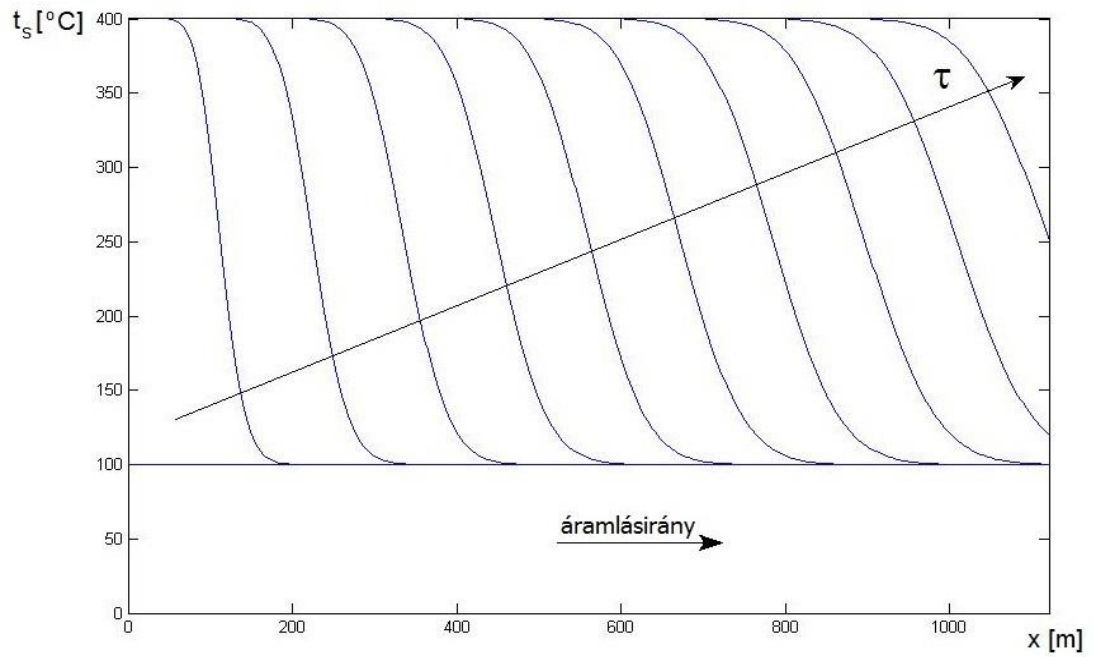
Mivel a folyadék hőhordozó közeg alkalmazása sok műszaki problémát vet fel, úgy tűnik, hogy alkalmazásának lehetőségét gyakorlatilag el lehet vetni. Azonban egy nehezen kivitelezhető megoldást is érdemes megvalósítani, ha bebizonyosodik róla, hogy van olyan mutatója (például kiemelkedően jó összhatásfok), amelyik lényegesen jobb, mint egy egyszerűbben kivitelezhető megoldásé. Erről megbizonyosodni csak a folyadék hőhordozó közegű csőcsatornás hőtároló optimumkereső számításainak elvégzésével lehetett.

3.18.1. A csőcsatornás hőtároló optimális méretei levegő hőhordozó közeggel

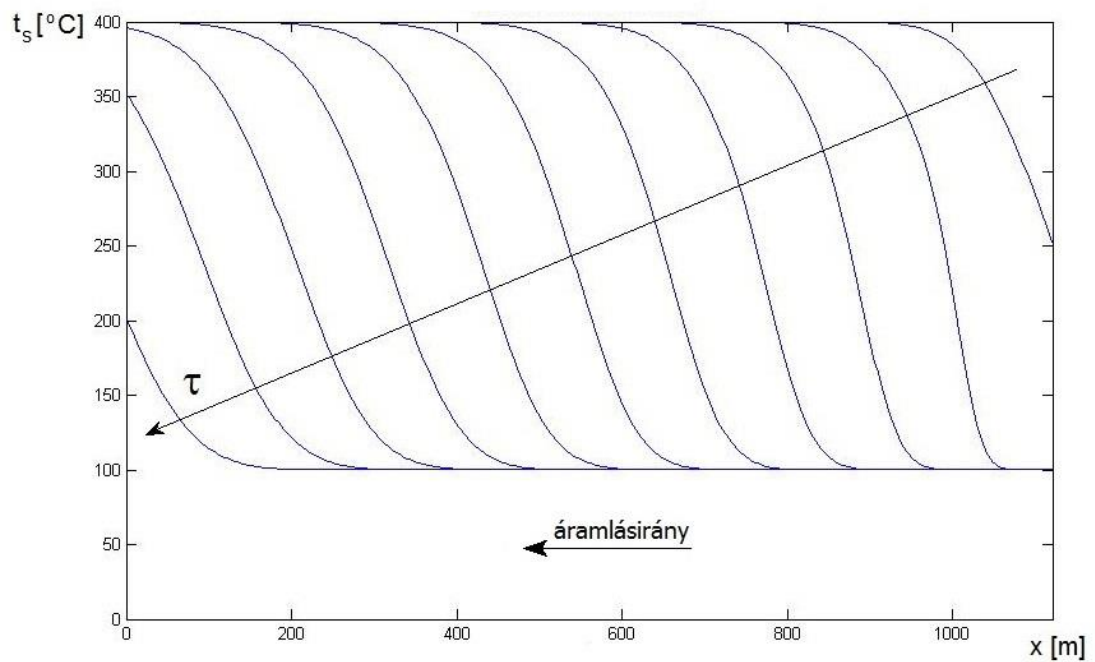
A csőcsatornás hőtároló összhatásfok szempontjából optimális méreteit levegő hőhordozó közeggel, a 3.16.1. és a 3.17.5. fejezetekben megadott alapadatokkal a 4. táblázatban foglaltam össze. Ábrázoltam a legjobb összhatásfokú változat hőmérséklet-eloszlási görbéit is (57-58. ábra).

4. táblázat Csőcsatornás hőtároló optimális méretei és η_{δ} összhatásfoka levegő hőhordozó közeggel, különböző N_j járatszámok esetében

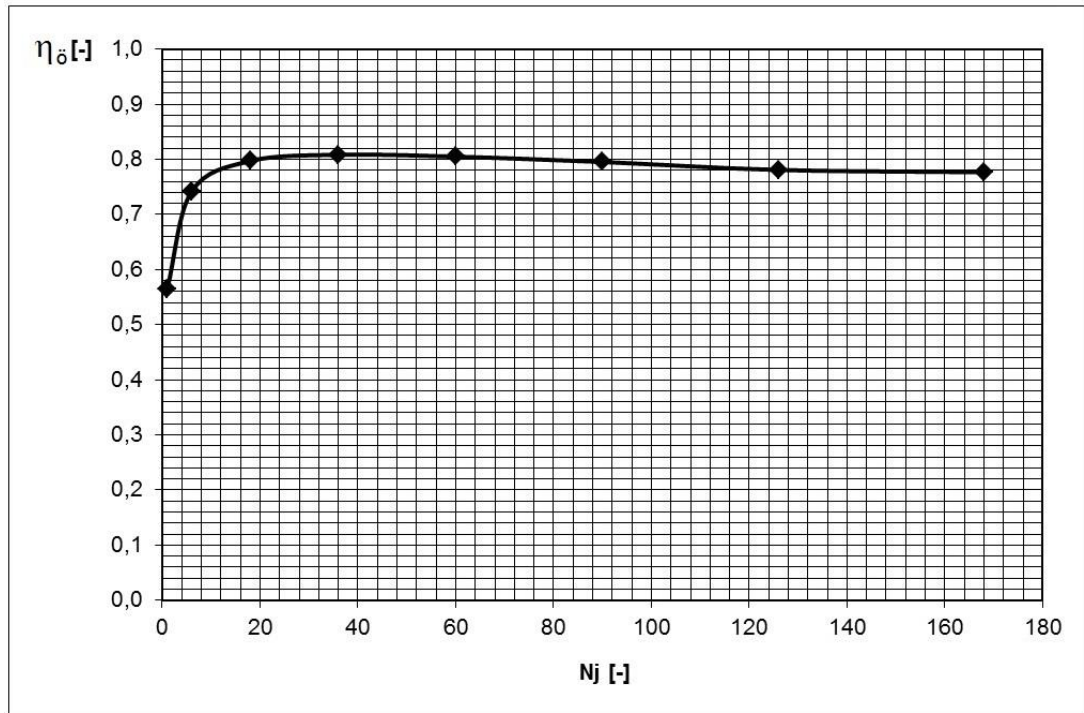
N_j [-]	1	6	18	36	60	90	126	168
n_j [-]	1	2	3	4	5	6	7	8
x_l [$m^{0,4}/s$]	1	5	8	10	11	15	9	7
x_2 [m]	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
H [m]	25,7	29,6	29,8	31,1	32,4	33,2	36,4	41,6
L [m]	25,7	177,7	536,1	1121,3	1945,8	2990,7	4591,8	6988,4
S_j [m]	24,5	9,74	6,12	4,62	3,82	3,18	3,09	2,90
S_t [m]	26,5	30,1	30,3	31,3	32,9	33,2	37,7	40,6
N_c [-]	1230721	155269	37969	13669	5941	3571	1141	397
n_c [-]	641	228	113	68	45	35	20	12
d_1 [mm]	11,9	14,2	20,4	27,7	36,8	39,7	74,9	123,8
d_2 [mm]	23,0	25,4	31,9	39,6	49,1	52,2	89,2	140,5
s [mm]	21,9	24,2	30,4	37,7	46,8	49,7	84,9	133,8
s_h [mm]	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0
w_f [m/s]	0,07	0,39	0,77	1,16	1,52	2,16	1,90	2,00
Q_{kap} [PJ]	10,89	10,89	10,89	10,89	10,89	10,89	10,89	10,89
$Q_{h\ id}$ [PJ]	7,09	9,28	9,89	10,07	10,12	10,15	10,19	10,25
Q_v [PJ]	0,94	1,12	1,08	1,11	1,17	1,18	1,40	1,57
Q_{tr} [PJ]	0,004	0,09	0,13	0,16	0,19	0,32	0,29	0,23
η_{δ} [-]	0,5644	0,7417	0,7970	0,8083	0,8049	0,7951	0,7808	0,7764



57. ábra A legjobb összehatásfokú ($\eta_o = 0,8083$), $N_j = 36$ járatú, csőcsatornás hőtároló-változat hőmérséklet-eloszlási görbéi a töltés során



58. ábra A legjobb összehatásfokú ($\eta_o = 0,8083$), $N_j = 36$ járatú, csőcsatornás hőtároló-változat hőmérséklet-eloszlási görbéi az ürítés során



59. ábra Csőcsatornás hőtároló optimális méreteihez tartozó η_δ összhatásfoka levegő hőhordozó közeggel, az N_j járatszám függvényében

Az eredményekből leszűrhető főbb következtetések

Az azonos hőtároló anyagtömeget ($m_s = 33\,678$ t, 3.16.1. fejezet) tartalmazó hőtárolók közül a 36-járatú hőtárolóval érhető el a legnagyobb összhatásfok, ami jelentősen meghaladja az egyjáratú, kisebb mértékben a 6, 126 és a 168-járatú, elenyésző mértékben a 18, 60 és 90-járatú hőtárolók összhatásfokát. A nagyobb járat számoknál az összhatásfok-csökkenést a növekvő szállításimunka-igény és a nagyobb befoglaló méretek miatt fellépő nagyobb hőveszteség okozza.

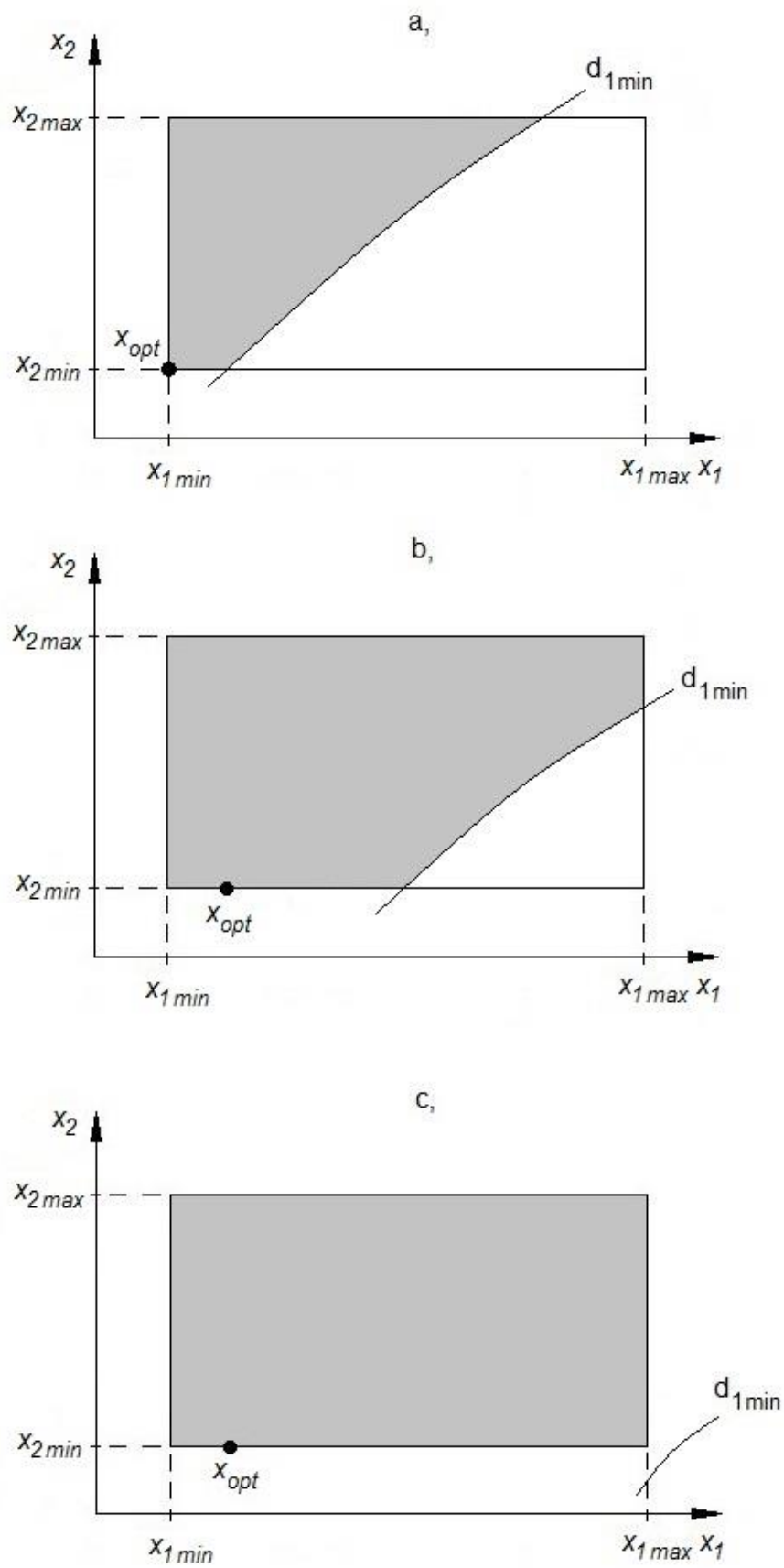
A többjáratú hőtároló előnye még az egyjáratúval szemben a kisebb járatkeresztmetszetben rejlik. Kisebb járatkeresztmetszet esetén könnyebb a hőhordozó közegáramnak a járatkeresztmetszet menti egyenletesebb elosztását biztosítani.

A 60. ábrán láthatók az optimális tervezési változó értékek elhelyezkedései a keresési tér korlátozási feltételek által határolt területén. A szürkével jelölt terület a megengedett tartomány.

a.) eset: $N_j = 1$,

b.) eset: $N_j = 6, N_j = 18, N_j = 36, N_j = 60$,

c.) eset: $N_j = 90, N_j = 126, N_j = 168$.



60. ábra Az optimális tervezési változó kombinációk elhelyezkedése a keresési térben levegő hőhordozó közeg esetében

Egy optimalizálási feladat megoldása, az optimum eshet a keresési tér belsejébe vagy annak határára. Műszaki feladatoknál az optimum leggyakrabban a megengedett tartomány határán van. Az optimum helye az alapadatok változtatásával természetesen eltolódik máshová.

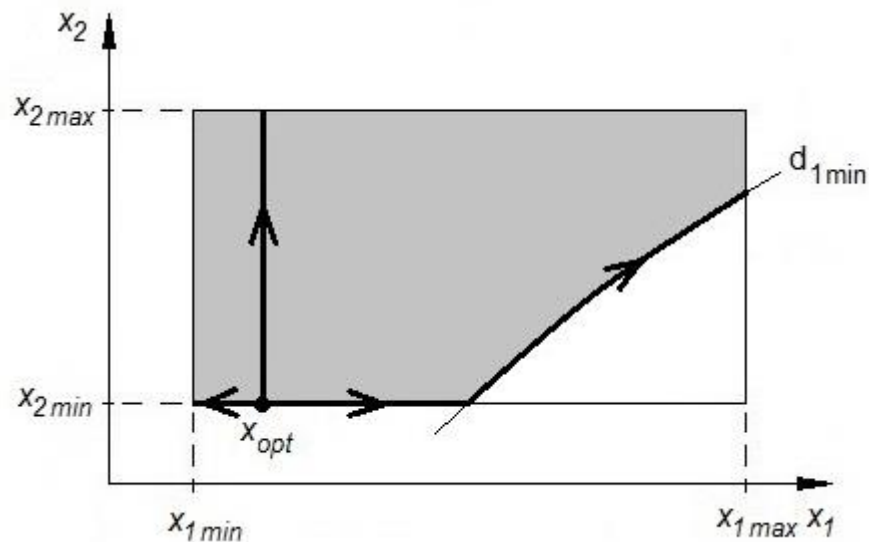
Az eredményekből kitűnik, hogy az optimális megoldás szempontjából előnyös a csatornák közötti minél kisebb s_h anyagvastagság.

A levegő hőhordozó közeg nagyobb w_f áramlási sebessége a hőmérsékletváltozási frontot meredekebbé tenné a nagyobb hőátadási tényező révén, de a nagyobb szállítási munkaszükséglet miatt az optimális áramlási sebesség nem közelítheti meg a csatornaátmérő függvényében megengedhető legnagyobb értéket, értékei csupán a 3. táblázat w_{fmin} áramlási sebességeinek kb. 20%-ához esnek.

Az optimális megoldások d_1 csatornaátmérője is nagyobb lesz a gyárthatósági és szerelhetőségi szempontból megengedhető legkisebb értéknél ((116)-os egyenlet).

Érzékenységvizsgálat az $N_j=36$ járatszámú, optimális változat tervezési változóira

Az x_1 és x_2 tervezési változók optimálistól való eltérésének hatását az összhatásfokra a 61. ábra szerinti útvonalak mentén vizsgáltam.



61. ábra Az x_1 és x_2 tervezési változók érzékenységvizsgálati tartományai

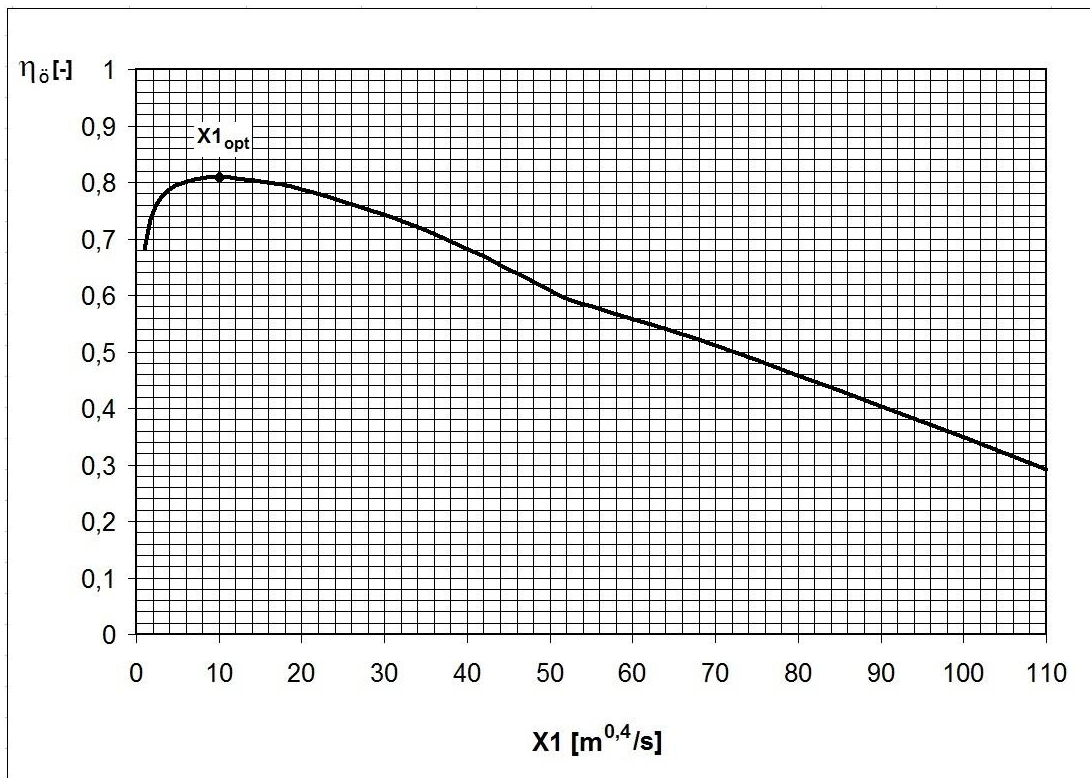
Tekintettel arra, hogy az összhatásfok szempontjából optimális tervezési változó értékeket kimerítő kereséssel határoztam meg a vizsgált járatszámokra, az

optimumtól való eltérés hatását az érzékenységvizsgálatoknál szokásos 10%-osnál szélesebb tartományban adtam meg.

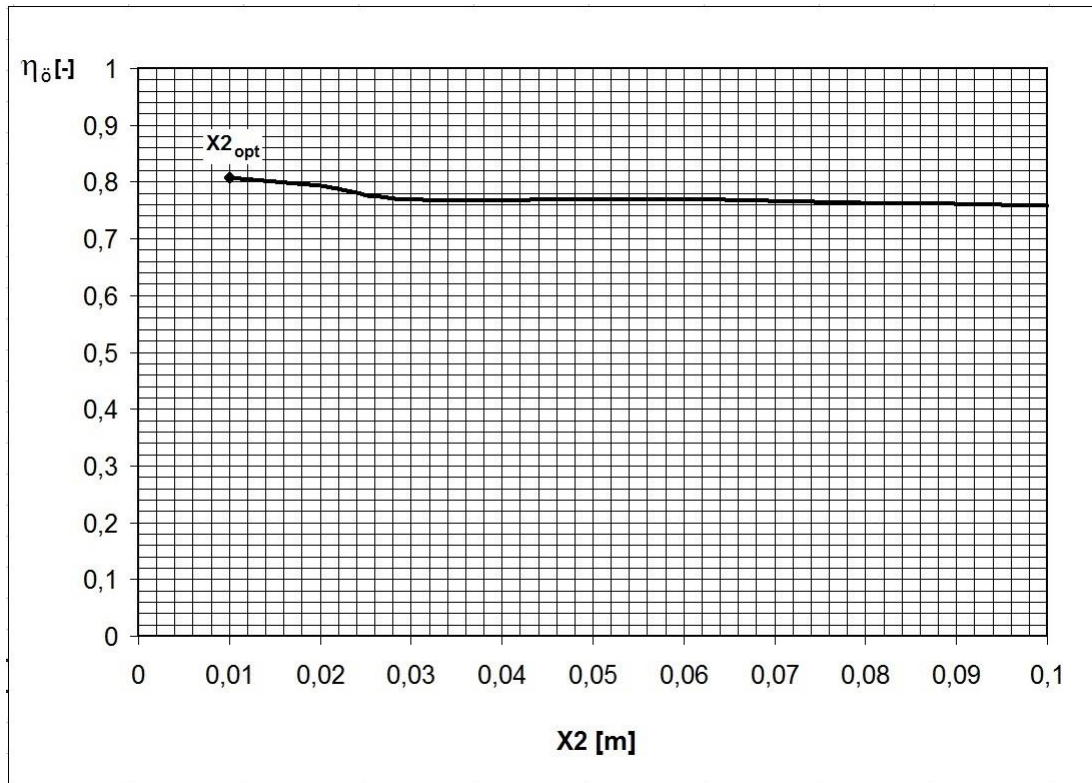
A 62. ábra az x_1 változónak az optimális $x_1 = 10 \text{ m}^{0,4}/\text{s}$ értéktől való eltérésének hatását mutatja növekvő x_1 értékek esetében először állandó $x_2 = 0,01 \text{ m}$, majd állandó $d_{1min} = 0,01 \text{ m}$ mellett (ekkor $x_2 \neq$ állandó).

A 63. ábra az x_2 változónak az optimális $x_2 = 0,01 \text{ m}$ értéktől való eltérésének hatását mutatja állandó $x_1 = 10 \text{ m}^{0,4}/\text{s}$ mellett.

Mindkét változó optimálistól való eltérése rontja az összhatásfokot, közülük az $x_2 = s_h$ tervezési változó (megengedett tartományba eső) eltérése kisebb mértékben. Az optimumtól való kismértékű eltérés nem okoz jelentős összhatásfok-csökkenést egyik változó esetében sem.



62. ábra Az $N_j = 36$ járatú, csőcsatornás hőtároló η_{δ} összhatásfokának változása az x_1 tervezési változó függvényében, levegő hőhordozó közeggel



63. ábra Az $N_j = 36$ járatú, csőcsatornás hőtároló η_{δ} összhatásfokának változása az x_2 tervezési változó függvényében, levegő hőhordozó közeggel

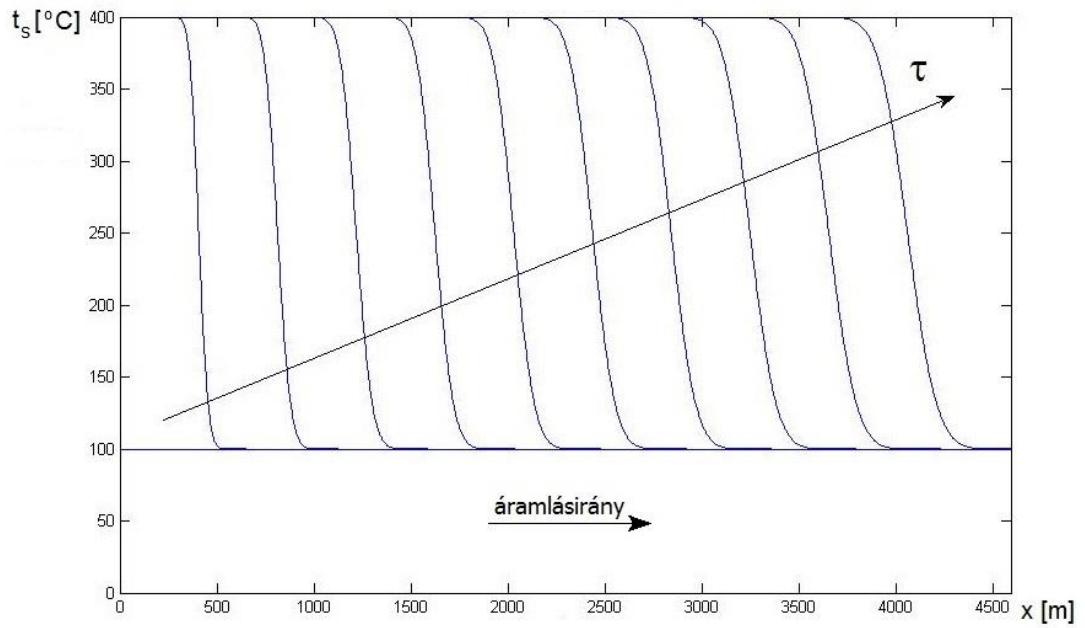
Bár a dolgozatnak nem volt kitűzött célja költség szempontú optimum keresése, gazdaságossági számítások elvégzése, a levegő hőhordozó közegű csőcsatornás hőtároló összhatásfok szempontjából optimális változatának megtérülési idejére vonatkozó, közelítő számítás megtalálható az F4 Függelékben.

3.18.2. A csőcsatornás hőtároló optimális méretei ionos folyadék hőhordozó közeggel

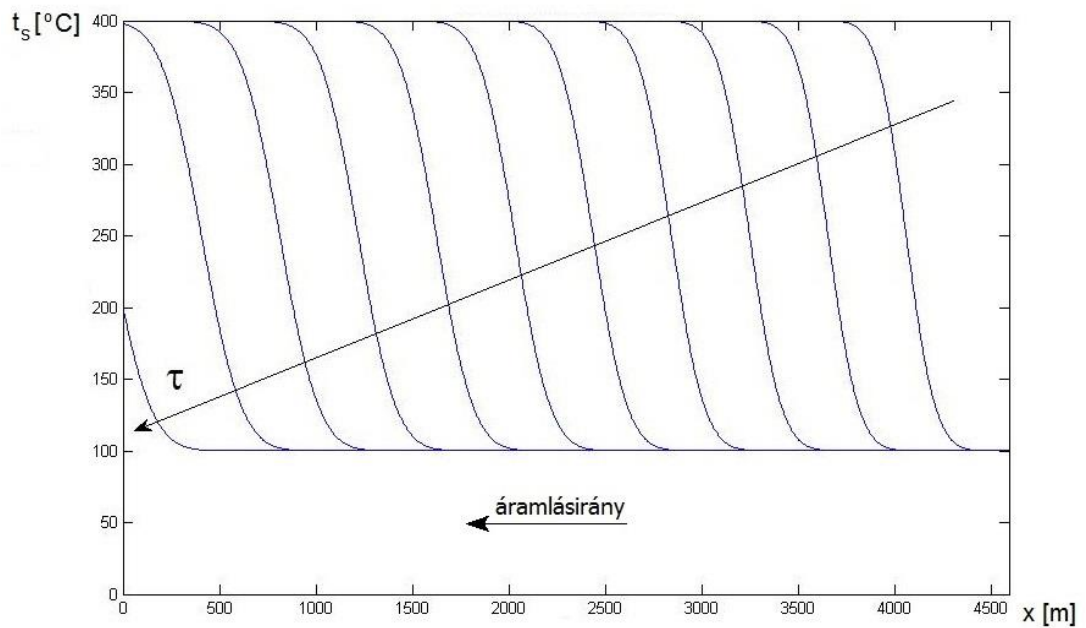
A csőcsatornás hőtároló összhatásfok szempontjából optimális méretei ionos folyadék ([BMIM][BF₄] 1-butil-3-metilimidazolim tetrafluoroborát) hőhordozó közeggel, a 3.16.1. és 3.17.5. fejezetekben megadott alapadatokkal az 5. táblázatban találhatóak. Ábrázoltam a legjobb összhatásfokú változat hőmérséklet-eloszlási görbéit is (64-65. ábra).

5. táblázat Csőcsatornás hőtároló optimális méretei és η_{δ} összhatásfoka ionos folyadék hőhordozó közeggel, különböző N_j járatszámok esetében

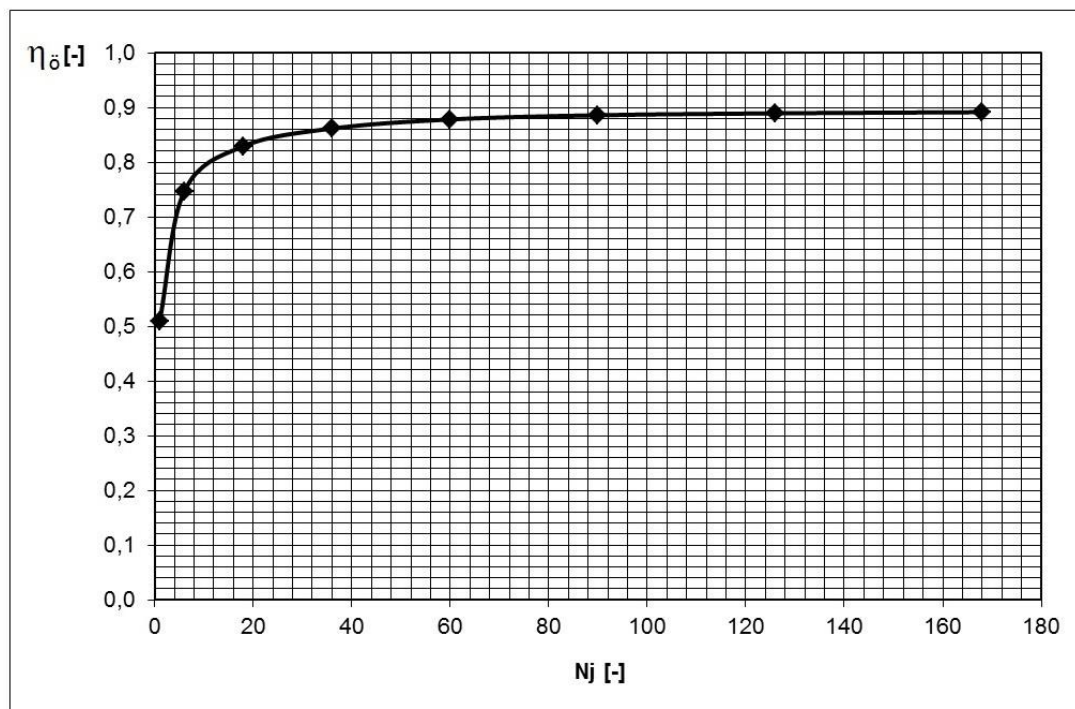
N_j [-]	1	6	18	36	60	90	126	168
n_j [-]	1	2	3	4	5	6	7	8
x_j [m ^{0,4} /s]	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
x_2 [m]	0,25	0,09	0,048	0,032	0,023	0,018	0,015	0,011
H [m]	23,3	26,4	25,7	25,1	25,3	25,9	26,5	27,3
L [m]	23,3	158,5	462,1	904,1	1515,6	2329,4	3334,8	4591,8
S_j [m]	22,1	8,64	5,19	3,81	3,04	2,54	2,20	1,96
S_t [m]	24,1	26,9	26,0	26,2	26,5	26,9	27,4	28,0
N_c [-]	7057	7057	7351	7351	7351	6769	5941	6769
n_c [-]	49	49	50	50	50	48	45	48
d_1 [mm]	10,1	10,1	10,0	10,0	10,0	10,3	10,8	10,3
d_2 [mm]	273,2	105,2	60,9	44,1	34,6	29,7	27,1	22,4
s [mm]	260,1	100,1	58,0	42,0	33,0	28,3	25,8	21,3
s_h [mm]	250,0	90,0	48,0	32,0	23,0	18,0	15,0	11,0
w_f [m/s]	0,0064	0,0064	0,0063	0,0063	0,0063	0,0064	0,0066	0,0064
Q_{kap} [PJ]	10,89	10,89	10,89	10,89	10,89	10,89	10,89	10,89
Q_{hid} [PJ]	6,35	9,08	9,89	10,22	10,40	10,49	10,55	10,60
Q_v [PJ]	0,81	0,94	0,86	0,84	0,84	0,85	0,86	0,89
Q_{tr} [PJ]	0,00003	0,00021	0,00032	0,00042	0,00055	0,00067	0,00078	0,00096
η_{δ} [-]	0,5092	0,7471	0,8296	0,8619	0,8785	0,8861	0,8896	0,8917



64. ábra A legjobb összehatásfokú ($\eta_o = 0,8917$), $N_j = 168$ járatú, csőcsatornás hőtároló-változat hőmérséklet-eloszlási görbéi a töltés során



65. ábra A legjobb összehatásfokú ($\eta_o = 0,8917$), $N_j = 168$ járatú, csőcsatornás hőtároló-változat hőmérséklet-eloszlási görbéi az ürítés során



66. ábra Csőcsatornás hőtároló optimális méreteihez tartozó η_o összhatásfoka ionos folyadék hőhordozó közeggel, az N_j járatszám függvényében

Az eredményekből leszűrhető főbb következtetések

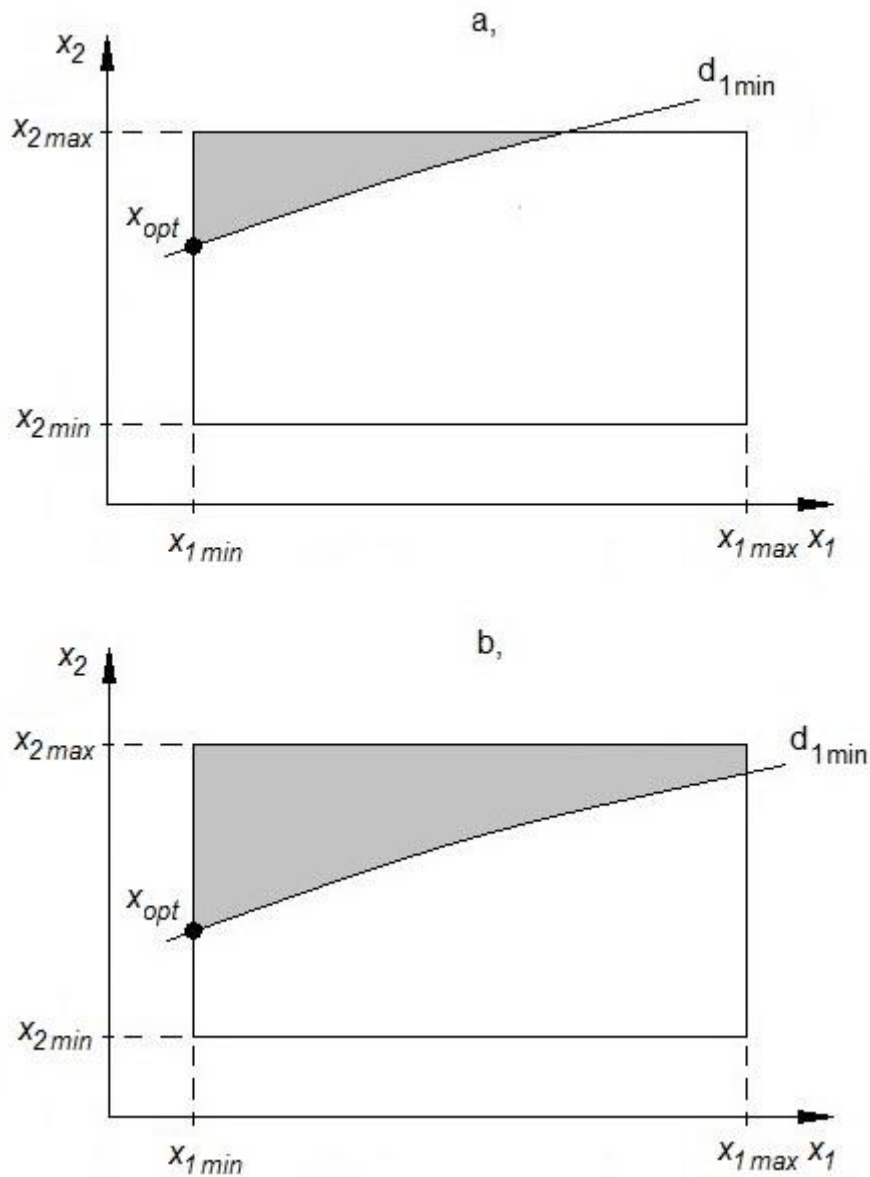
[BMIM][BF₄] 1-butil-3-metilimidazolim tetrafluoroborát hőhordozó közeg alkalmazása esetében a növekvő járatszámokkal nő az összhatásfok. Az azonos hőtároló anyagtömeget ($m_s = 33\,678$ t, 3.16.1. fejezet) tartalmazó hőtárolók közül a 168-járatú, optimális változat összhatásfoka jelentősen meghaladja az 1 és a 6-járatú, kisebb mértékben a 18-járatú, elenyésző mértékben a 36, 60, 90 és 126-járatú hőtárolók összhatásfokát. A járatszám növekedésével az összhatásfok növekedése egyre kisebb mértékű, ennek oka a nagyobb befoglaló méretek miatt növekvő hőveszteség. Nagyobb járatszámoknál a növekvő szállításimunka-igény csak elenyésző mértékben rontja az összhatásfokot.

A többjáratú hőtároló előnye még az egyjáratúval szemben a kisebb járatkeresztmetszet, mert ekkor könnyebb a hőhordozó közegáramnak a járatkeresztmetszet menti egyenletesebb elosztását biztosítani.

A 67. ábrán láthatók az optimális tervezési változó értékek elhelyezkedései a keresési tér korlátozási feltételek által határolt területén. A szürkével jelölt terület a megengedett tartomány.

a.) eset: $N_j=1, N_j=6, N_j=18, N_j=36,$

b.) eset: $N_j=60, N_j=90, N_j=126, N_j=168.$



67. ábra Az optimális tervezési változó kombinációk elhelyezkedése a keresési térben ionos folyadék hőhordozó közeg esetében

Az optimum a megadott alapadatokkal a keresési tér határán, annak egyik csúcspontjában van. Az optimum helye az alapadatok változtatásával eltolódhat.

Az eredményekből látható, hogy az optimális méretek minden járatszám esetében a lehető legkisebb d_l csatornaátmérő, a lehető legkisebb s_h anyagvastagság értékek és kis folyadéksebesség ($w_f \cong 6,5$ mm/s) mellett adódnak, amely a 2. táblázat w_{fmin} áramlási sebességének kb. 2%-ához esik.

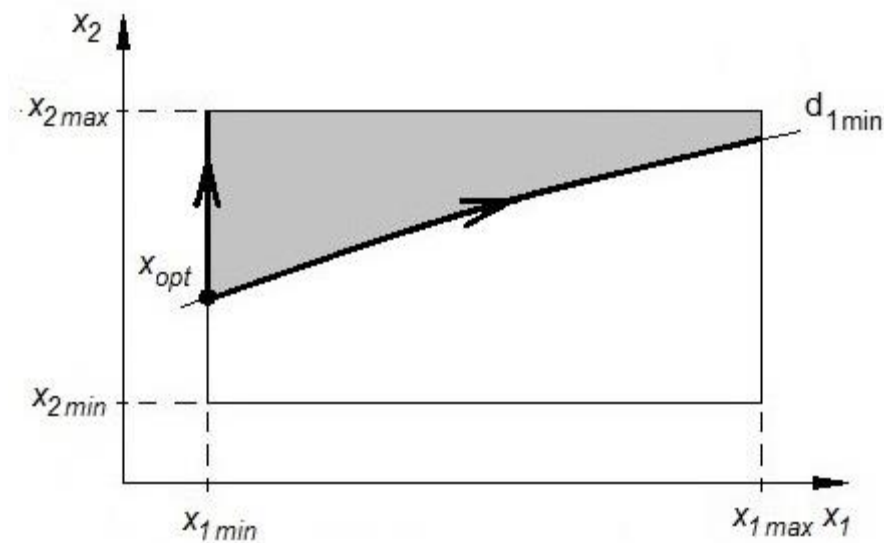
Nagyobb járatszámoknál az összhatásfokot jóformán egyedül a hőveszteség korlátozza (mert $Q_{hid} \approx Q_{kap}$ és $Q_{tr} \ll Q_{kap}$).

Megjegyzendő még, hogy tetemes mennyiségű hőhordozó folyadékra lenne szükség a hőtároló csőcsatornáinak feltöltéséhez. A csőcsatornás hőtároló ε porozitásának a (55)-ös összefüggés szerinti értelmezése alapján, az 5. táblázat d_1 és d_2 adataival a csatornák térfogata a járat térfogatához képest $\varepsilon = 0,001, \dots, 0,2$ értékeket vehet fel. A nagyobb járatszámoknál a járattérfogatnak már kb. 20%-át tölti ki a hőhordozó folyadék.

A hőtároló csatornáiban tartózkodó hőhordozó folyadék a szilárd hőtároló anyag tömegével összemérhető tömegű (lásd 3.17.2. fejezet), így szintén jelentős mennyiségű hőt tárol. A hőtároló anyag áramlásirányú kilépő oldali hőmérséklete (64. ábra) a töltés végére nem érte el a közepes 250 °C-os hőmérsékletet, mert az ennek eléréséhez szükséges hő a hőtárolóban tartózkodó hőhordozó folyadékban maradt. Ennél fogva a folyadék hőhordozó közegű, szilárd töltetű hőtároló méretét a hőhordozó folyadék számottevő hőkapacitása miatt csökkenteni lehet.

Érzékenységvizsgálat az $N_j=168$ járatszámú, optimális változat tervezési változóira

Az x_1 és x_2 tervezési változók optimálistól való eltérésének hatását az összhatásfokra a 68. ábra szerinti útvonalak mentén vizsgáltam.

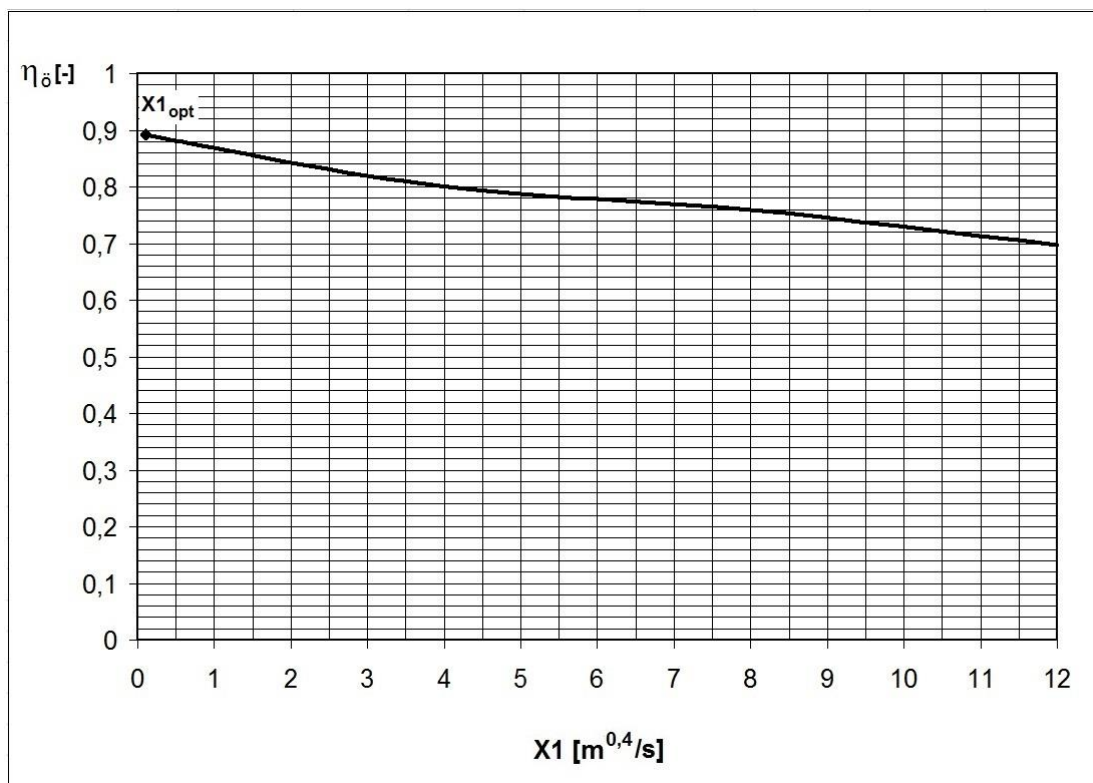


68. ábra x_1 és x_2 tervezési változók érzékenységvizsgálati tartományai

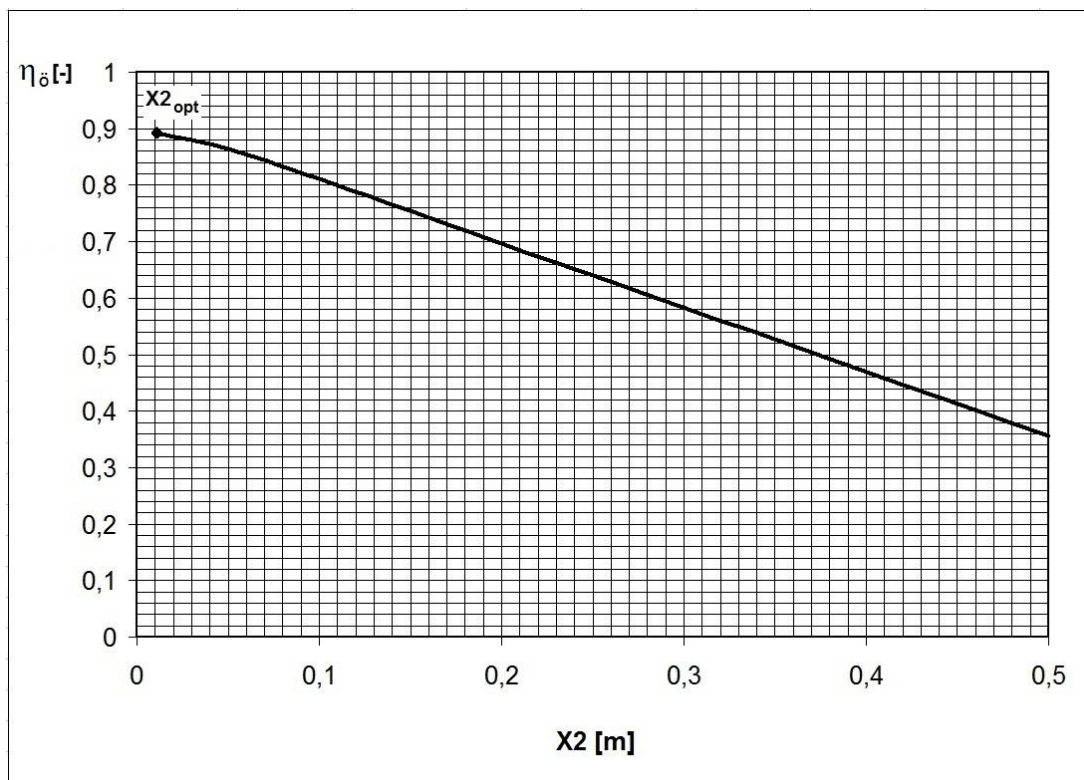
A 69. ábra az x_1 változónak az optimális $x_1 = 0,1 \text{ m}^{0,4}/\text{s}$ értéktől való eltérésének hatását mutatja állandó $d_{lmin} = 0,01 \text{ m}$ mellett ($x_2 \neq \text{állandó}$).

A 70. ábra az x_2 változónak az optimális $x_2 = 0,011 \text{ m}$ értéktől való eltérésének hatását mutatja állandó $x_1 = 0,1 \text{ m}^{0,4}/\text{s}$ mellett.

Mindkét változó optimálistól való eltérése rontja az összhatásfokot, közülük az $x_2 = s_h$ tervezési változó eltérése jelentősebb mértékben. Az optimumtól való kismértékű eltérés még nem okoz jelentős összhatásfok-csökkenést, de tendenciája egyértelműen jelzi, hogy az optimum a megengedett tartomány egyik csúcspontjába esik.



69. ábra Az $N_j = 168$ járatú, csőcsatornás hőtároló η_0 összhatásfokának változása az x_1 tervezési változó függvényében, ionos folyadék hőhordozó közeggel



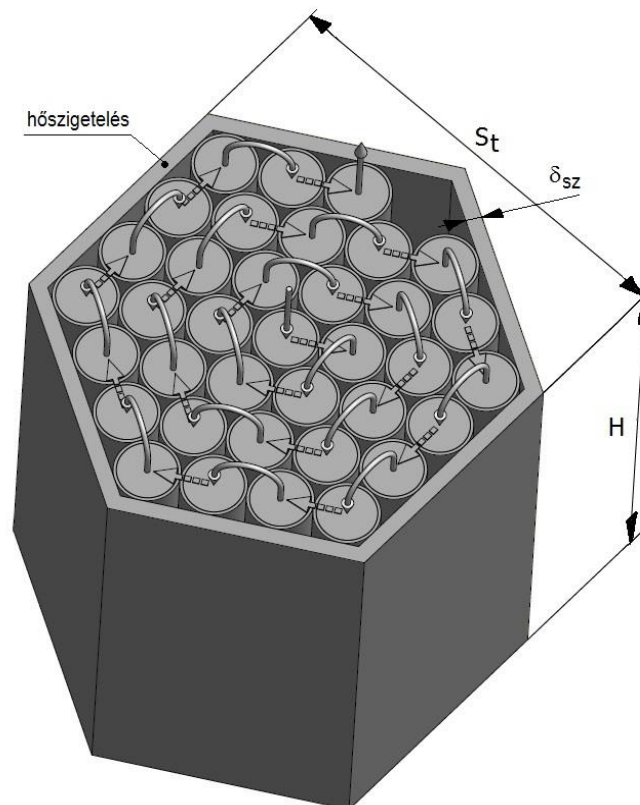
70. ábra Az $N_j=168$ járatú, csőcsatornás hőtároló η_0 összhatásfokának változása az x_2 tervezési változó függvényében, ionos folyadék hőhordozó közeggel

3.19. Golyótöltetes hőtároló kialakítása és működése

A csőcsatornás kialakítás mellett megvizsgáltam az ömlesztett, golyótöltetű hőtároló kialakításának lehetőségeit, meghatároztam optimális méreteit és működési paramétereit a csőcsatornás hőtárolóéval azonos követelmények esetében.

A golyótöltetű hőtároló járatai lemezköpenyes hengerek, amelyek egymástól hőszigeteléssel vannak elválasztva. A lemezköpeny a golyótöltet és a hőhordozó közeg benntartására, a hőszigetelés a sugárirányban kialakuló hőmérsékleti rétegződés fenntartására szolgál. Az ömlesztett szilárd szemcsés halmazként viselkedő golyótöltet halmaznyomása szempontjából kedvezőbb hengeres járatkialakítást az egyszerűbb gyárthatóság miatt választottam.

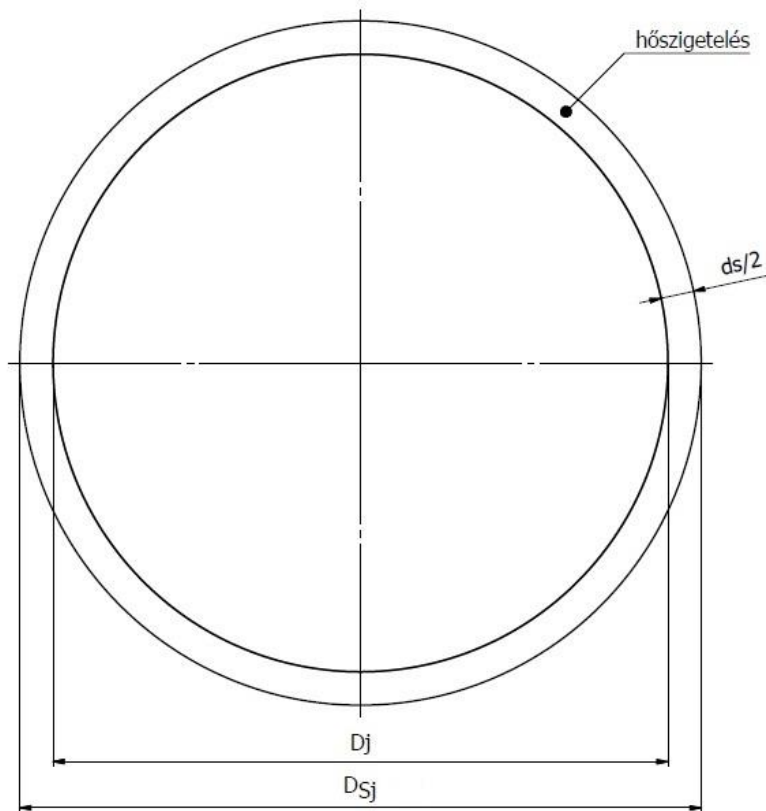
Egyenlő oldalú háromszögesztásban egymáshoz illesztett járatokból épül fel a golyótöltetes hőtároló is, amely szabályos hatszög alapú hasáb alakú, lehetőség szerint $H/S_t \approx 1$ aránnyal (71. ábra). Működési elvében megegyezik a csőcsatornás hőtárolóval.



71. ábra A golyótöltetes hőtároló szerkezete és a járatok sorba kötése
 S_t – a szabályos hatszög alapú hőtároló laptávolsága [m], H – a hőtároló egy járatában lévő töltet magassága [m], δ_{sz} – a hőtároló külső hőszigetelésének vastagsága [m]

3.20. A golyótöltetes hőtároló geometriája

A hőtároló egy járatának fő méretei a 72. ábrán láthatók.



72. ábra A golyótöltetes hőtároló járat méretezett felülnézete
 D_j – a golyótöltetes járat belső átmérője [m], D_{sj} – a hőszigetelt, golyótöltetes hőtároló járat külső átmérője [m], d_s – két hőtároló járat közötti hőszigetelés vastagsága [m]

A fenti méretek közötti összefüggés

$$D_{sj} = D_j + d_s. \quad (157)$$

A golyótöltetes járat üres keresztmetszete

$$A_j = \frac{D_j^2 \pi}{4}. \quad (158)$$

Egy járat csatornáinak összes szabad áramlási keresztmetszete

$$A_{cj} = \varepsilon A_j, \quad (159)$$

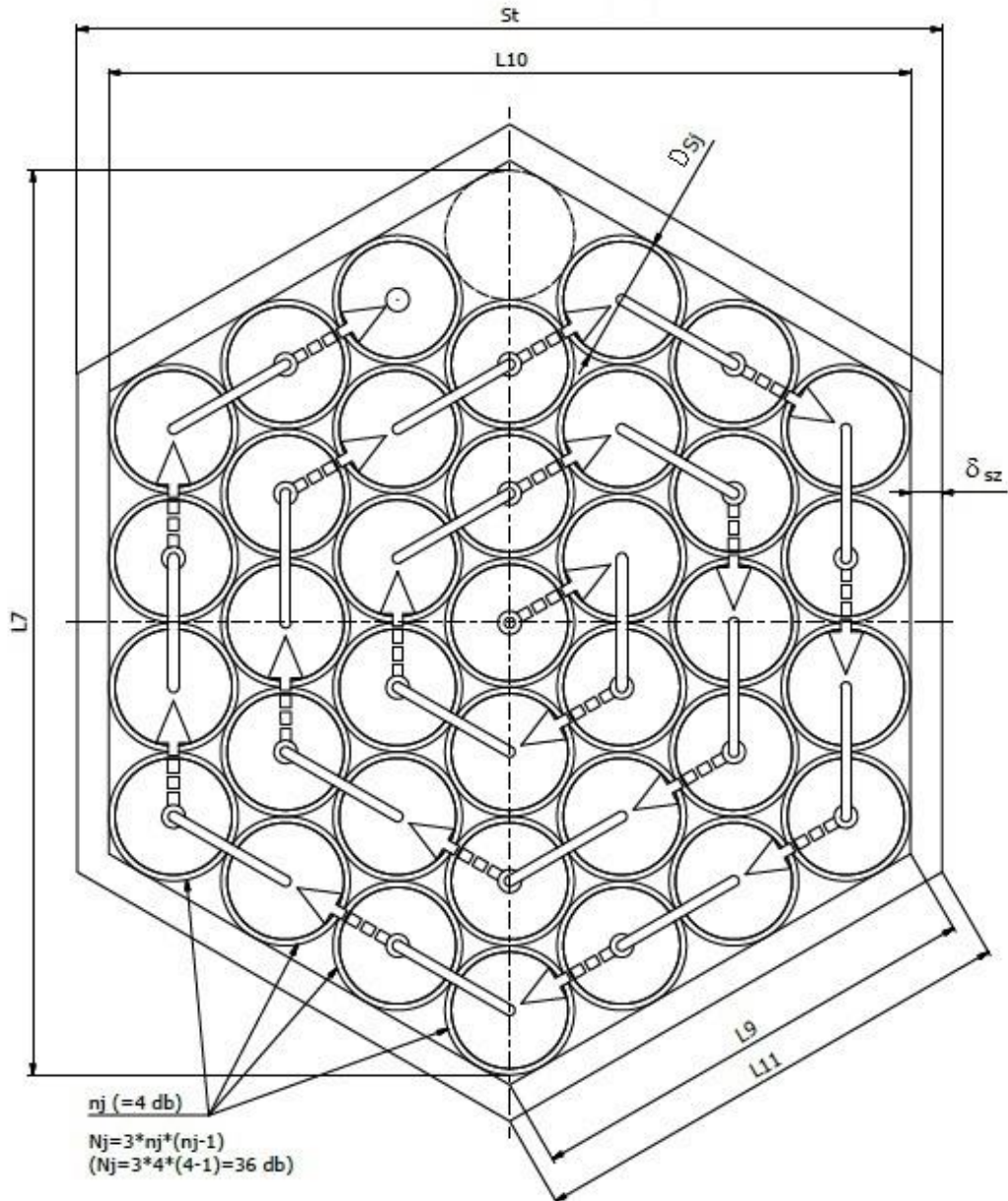
ahol ε a szilárd töltetű ágy porozitása (170) [-].

A szilárd hőtároló anyag áramlásirányra merőleges, egy járatra eső keresztmetszete

$$A_{sj} = (1 - \varepsilon) A_j \quad (160)$$

A hőtároló egy járatában lévő töltet magassága H [m] (71. ábra).

A hőtároló egyéb fő méretei a 73. ábrán láthatók.



73. ábra A golyótöltetes hőtároló méretezett felülnézete
 $L7, \dots, L11$ – a golyótöltetes hőtároló geometriai méretei [m], S_7 – a szabályos hatszög alapú hasáb alakú hőtároló laptávolsága [m], δ_{sz} – a hőtároló külső hőszigetelésének vastagsága [m], D_{sj} – a hőszigetelt, golyótöltetes hőtároló járat külső átmérője [m], n_j – a hőtároló oldalhossz menti járatainak száma [-], N_j – a hőtároló járatainak száma [-]

A fenti méretek közötti matematikai összefüggések a levezetések részletezése nélkül,
 $1 < n_j$ esetre

$$N_j = 3n_j(n_j - 1), \quad (161)$$

$$L_7 = (2n_j - 1) D_{sj}, \quad (162)$$

$$L_{10} = D_{sj} \left[(2n_j - 2) \frac{\sqrt{3}}{2} + 1 \right], \quad (163)$$

$$L_9 = \frac{L_{10}}{\sqrt{3}} \quad (164)$$

$$S_t = L_{10} + 2\delta_{sz}, \quad (165)$$

$$L_{11} = \frac{S_t}{\sqrt{3}}. \quad (166)$$

A hőtároló járatainak összes hossza

$$L_{\ddot{o}} = N_j H. \quad (167)$$

A szilárd hőtároló anyag áramlásirányra merőleges, összes keresztmetszete

$$A_s = N_j A_{sj}. \quad (168)$$

A szilárd hőtároló anyag összes térfogata

$$V_s = A_s H = N_j A_{sj} H. \quad (169)$$

3.21.A golyótöltetes hőtároló működését leíró mérlegegyenletek

Megegyeznek a csőcsatornás hőtárolónál a 3.11. fejezetben leírtakkal.

3.22.A golyótöltetes hőtároló működését leíró differenciálegyenletek

A hőhordozó közegben és a szilárd hőtároló anyagban történő hőterjedés leírására a 3.12. fejezet elején ismertetett, a vonatkozó szakirodalomban szemcsés töltetű hőtárolóra kidolgozott modelleket használtam.

A golyótöltetes hőtároló hőhordozó közegében történő hőterjedést leíró differenciálegyenlet megegyezik az (57) egyenlettel, szilárd hőtároló anyagában történő hőterjedést leíró differenciálegyenlet pedig a (60) egyenlettel.

Az ε porozitás a pórusterfogot aránya az ágyterfogathoz viszonyítva

$$\varepsilon = \frac{V_f}{V_{\text{ágy}}} = \frac{V_f}{V_f + V_s}, \quad (170)$$

ahol V_f a hőhordozó közeg által a hőtárolóban elfoglalt pórusterfogot $[\text{m}^3]$, $V_{\text{ágy}}$ a hőtároló összes ágyterfogata (a szilárd töltet és az áramlási csatornák együttes térfogata) $[\text{m}^3]$, V_s a szilárd hőtároló anyag összes anyagtérfogata (a pórusterfogot nélkül) $[\text{m}^3]$.

Ha a töltet azonos átmérőjű gömbszemcsékből áll, a legsűrűbb térkitöltés esetén a porozitás minimális értéke $\varepsilon=0,2595$ lehet [105], [106].

A valóságban a betöltött golyók nem tudnak tökéletesen a legjobb térkitöltést biztosító rácsba rendeződni, továbbá a fal mellett sem jön létre az átlagos térkitöltés, ezért a számításoknál $\varepsilon=0,3$ értéket használtam. (Dreißigacker, V., Müller-Steinhagen, H., Zunft, S. [107] kitűnő tanulmányukban vizsgálták a golyótöltet betöltéskori állapotát és működés közbeni, hőtágulásból fakadó átrendeződését. Ennek figyelembevételétől jelen számításaimnál eltekintettem.)

Egy gömb alakú töltetszemcse térfogata

$$V_{sz} = \frac{d_{sz}^3 \pi}{6}, \quad (171)$$

ahol d_{sz} a gömb alakú töltetszemcse átmérője $[\text{m}]$.

Egy gömb alakú töltéscsempe felszíne

$$A_{sz} = d_{sz}^2 \pi. \quad (172)$$

Egy gömb alakú töltéscsempe fajlagos felülete

$$\frac{A_{sz}}{V_{sz}} = \frac{d_{sz}^2 \pi}{\frac{d_{sz}^3 \pi}{6}} = \frac{6}{d_{sz}}. \quad (173)$$

Ebből

$$A_{sz} = \frac{6}{d_{sz}} V_{sz}. \quad (174)$$

A hőtároló szilárd töltet gömbcsempeinek fajlagos hőátadó felülete az ágytérfogathoz viszonyítva

$$a_p = \frac{\sum A_{sz}}{V_{\text{ágy}}} = \frac{\frac{6}{d_{sz}} \sum V_{sz}}{V_{\text{ágy}}} = \frac{\frac{6}{d_{sz}} V_s}{V_{\text{ágy}}} = \frac{6}{d_{sz}} (1 - \varepsilon). \quad (175)$$

A hőtároló szilárd töltet effektív hővezetési tényezője

$$\lambda_{\text{seffx}} = \frac{1}{\frac{\varepsilon}{\lambda_f} + \frac{(1 - \varepsilon)}{\lambda_s}}. \quad (176)$$

Vezessük be a szilárd hőtároló anyag effektív hődiffúzitási tényezőjét

$$a_{sp} = \frac{\lambda_{\text{seffx}}}{(1 - \varepsilon) \rho_s c_s}. \quad (177)$$

A szilárd hőtároló anyagban történő hőterjedést leíró differenciálegyenlet a (60) és a (177) egyenlet felhasználásával

$$\frac{\partial t_s}{\partial \tau} = a_{sp} \frac{\partial^2 t_s}{\partial x^2} + \frac{\alpha_f a_p}{(1 - \varepsilon) \rho_s c_s} (t_f - t_s). \quad (178)$$

3.22.1. A hőterjedést leíró differenciálegyenletek diszkretizálása

A hőterjedést leíró differenciálegyenletek diszkretizálása 3.12.1. fejezetben leírtakkal analóg módon történt, részletes bemutatása az F3 Függelékben található.

3.22.2. A hőátadási tényező számítása

A golyótöltetes hőtároló pórusaiban áramló hőhordozó közeg átlagos hőátadási tényezőjének számítását [100] szerint végeztem. Az összes anyagjellemzőt az áramló közeg $t_{f,köz}$ számtani közepes hőmérsékletén kell behelyettesíteni.

A hőhordozó közeg átlagos sebessége a hőtároló járat pórusaiban

$$w_f = \frac{\dot{V}_f}{A_{cj}} \quad (179)$$

ahol A_{cj} egy járat pórusainak összes áramlási keresztmetszete (159) [m²].

Az áramlás jellegét meghatározó Reynolds-szám egyforma, d_{sz} átmérőjű gömbszemcsék esetében

$$Re = \frac{w_f d_{sz}}{\nu_f} \quad (180)$$

ahol ν_f az áramló hőhordozó közeg kinematikai viszkozitása [m²/s].

Az átlagos Nusselt-szám ($0,1 < Re < 1000$ és $0,6 < Pr < 1000$ tartományban), egyforma átmérőjű, gömbszemcsékből álló ágy esetében

$$Nu = [1 - 1,5(1 - \varepsilon)] Nu_{gömb} \quad (181)$$

ahol

$$Nu_{gömb} = 2 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \quad (182)$$

ahol

$$Nu_{lam} = 0,664 \sqrt{Re} \sqrt[3]{Pr} \quad (183)$$

ahol Pr Prandtl-szám (az áramló közeg főtömegében mért hőmérsékleten) [-],

továbbá

$$\text{Nu}_{\text{turb}} = \frac{0,037 \text{ Re}^{0,8} \text{ Pr}}{2,443 \text{ Re}^{-0,1} \left(\text{Pr}^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}. \quad (184)$$

A hőátadási tényező

$$\alpha_f = \frac{\text{Nu} \lambda_f}{d_{\text{sz}}}. \quad (185)$$

3.23.A golyótöltetes hőtároló nyomásesésének számítása

A golyótöltetes ágyon átáramló közeg nyomásesése összenyomhatatlan közeg esetén, [108] alapján

$$\Delta p' = L \left[150 \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \frac{\rho_f v_f}{d_{sz}^2} \frac{\dot{V}_f}{A_j} + 1,75 \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon^3} \frac{\rho_f}{d_{sz}} \left(\frac{\dot{V}_f}{A_j} \right)^2 \right]. \quad (186)$$

A (179)-es és a (159)-es egyenletekből

$$\dot{V}_f = w_f A_{cj} = w_f \varepsilon A_j, \quad (187)$$

$$\frac{\dot{V}_f}{A_j} = w_f \varepsilon, \quad (188)$$

ezt behelyettesítve a (186)-os egyenletbe, majd egyszerűsítve

$$\Delta p' = L \left[150 \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \frac{\rho_f v_f}{d_{sz}^2} w_f \varepsilon + 1,75 \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon^3} \frac{\rho_f}{d_{sz}} (w_f \varepsilon)^2 \right], \quad (189)$$

$$\Delta p' = L \left[150 \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^2} \frac{\rho_f v_f}{d_{sz}^2} w_f + 1,75 \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} \frac{\rho_f}{d_{sz}} w_f^2 \right]. \quad (190)$$

Az összefüggés összenyomható közeg esetében is használható, ha a nyomásesés kevesebb, mint 10%-a a belépési nyomásnak, mert akkor a sűrűségváltozás hatása még nem számottevő [102].

3.24.A golyótöltetes hőtároló tervezési változója

A geometriai méretek közül a töltetgolyó d_{sz} átmérőjét célszerű optimálási változónak választani. A hőtároló feltöltését legjobban befolyásoló működési paraméter a hőhordozó közeg w_f áramlási sebessége, amely azonban egy adott D_j járatátmérő esetében csak az ε porozitástól függ (a hőhordozó közeg tömegárama állandó, lásd 3.11. fejezetet), a porozitás pedig azonos átmérőjű golyókból álló töltet esetében a töltetgolyó d_{sz} átmérőjétől független érték. Így a feladat tervezési változója

$$x_I = d_{sz} . \quad (191)$$

3.25.A golyótöltetes hőtároló korlátozási feltételeinek megadása

3.25.1. Az x_I tervezési változó korlátozási feltételei

A töltetgolyó d_{sz} átmérőjének alsó korlátját a gyártástechnológia és a növekvő nyomásesés, felső korlátját a szilárd hőtároló anyagban történő hőterjedési úthossz csökkentése kívánja meg.

Az x_I tervezési változó határokkal, általánosan megadott korlátozási feltételei

$$a_{h,1} \leq x_I \leq f_{h,1} , \quad (192)$$

ahol

$$a_{h,1} = 0,01 \text{ m} \quad \text{és} \quad f_{h,1} = 0,1 \text{ m} . \quad (193)$$

3.25.2. Rejtett geometriai korlátozási feltétel

A hőtárolónak a környezet felé irányuló hővesztesége akkor a legkisebb, ha a legkisebb fajlagos felületű geometriával készül el. Szabályos 6-oldalú hasáb esetében az ideális arány $H/S_t=1$, amelyet természetesen csak közelítőleg lehet teljesíteni. Rejtett korlátozási feltételként építettem be

$$\frac{H}{S_t} \approx 1 . \quad (194)$$

Ezt a feltételt kivontam az optimáló algoritmus feltételvizsgálatának hatálya alól úgy, hogy a szimulációs függvény az optimáló algoritmus által felvett x_j értékből, még a szimuláció megkezdése előtt a D_j méretet 1 mm-enként változtatva kiszámolja a H/S_j értékét és kiválasztja a (194) feltételnek legjobban megfelelő D_j értéket.

3.25.3. Nyomásesés korlátozási feltétel

A csőcsatornás hőtárolóhoz hasonlóan a (190)-es egyenlet szerinti nyomásesésre $L=2H$ hosszon legyen

$$\Delta p'_{2H} \leq 10000 \text{ Pa} = 0,1 \text{ bar} . \quad (195)$$

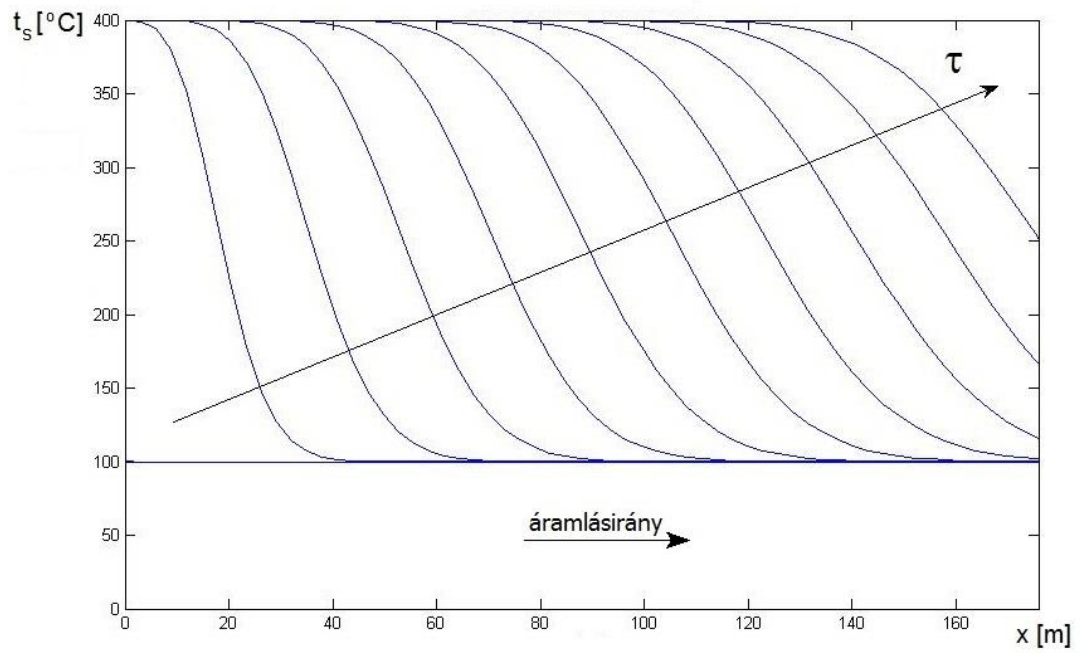
3.26.A golyótöltetes hőtároló optimalizálási eredményei

A célfüggvények definiálása, az optimumkeresés a csőcsatornás hőtárolónál leírtakhoz hasonló módon történt. Az optimalizálási feladat számadatai is ugyanazok voltak. A számításokat $N_j=1, 6, 18$ járatszámok esetére végeztem el levegő hőhordozó közeggel (6. táblázat). Ábrázoltam a legjobb összhatalásfokú változat hőmérséklet-eloszlási görbéit is (74-75. ábra).

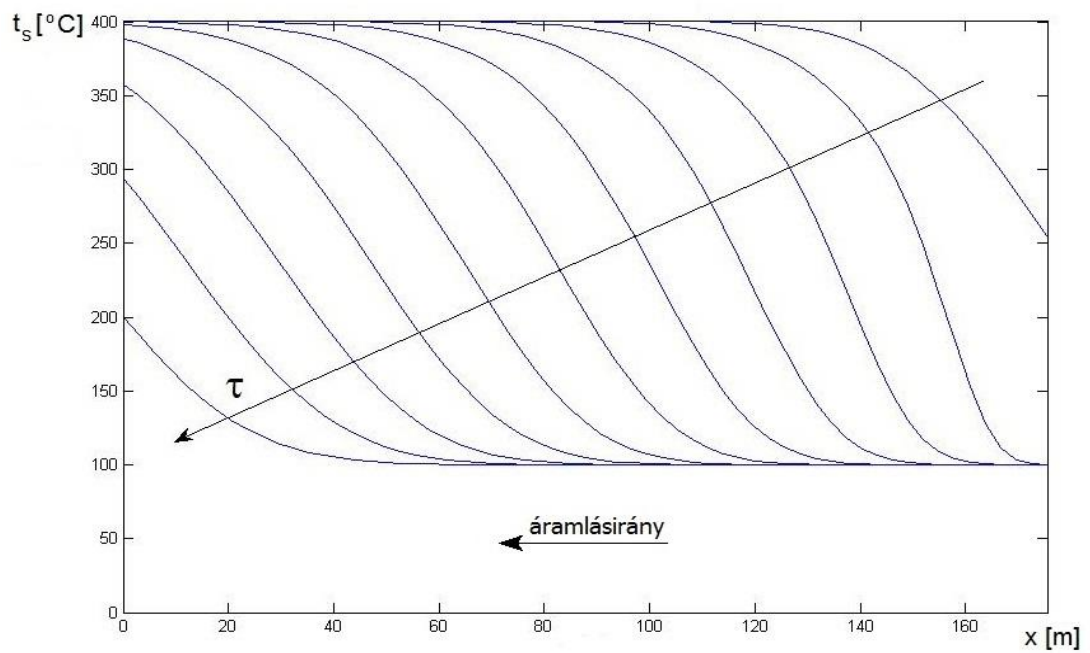
3.26.1. A golyótöltetes hőtároló optimális méretei levegő hőhordozó közeggel

6. táblázat Golyótöltetes hőtároló optimális méretei és η_o összhatalásfoka levegő hőhordozó közeggel, különböző N_j járatszámok esetében

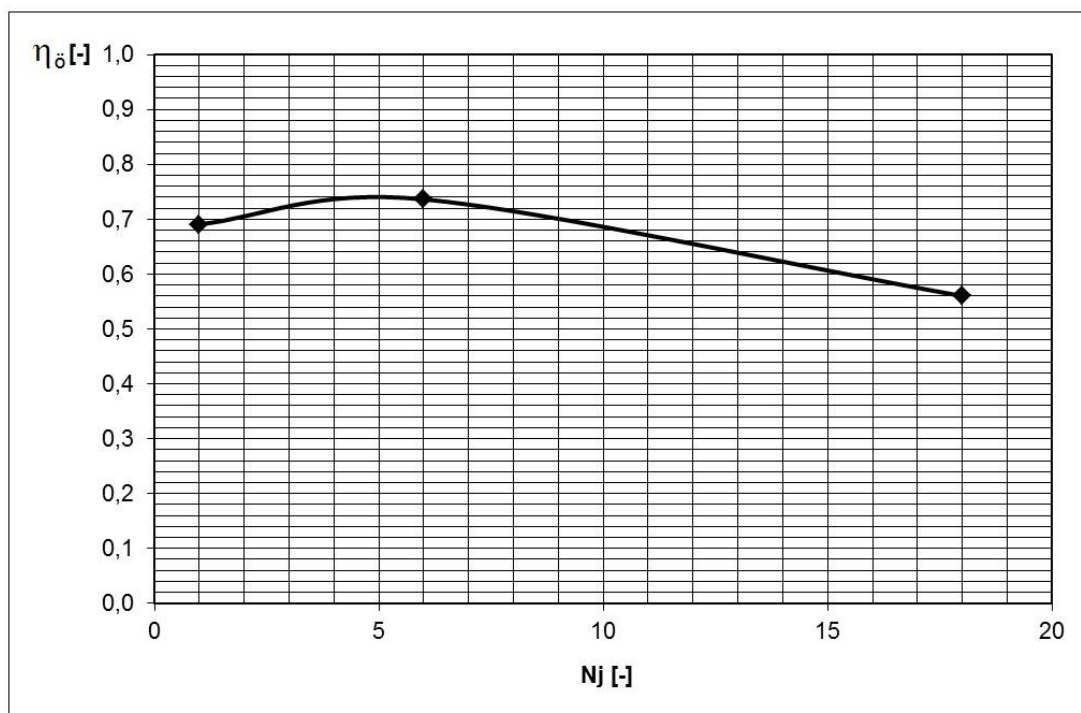
N_j [-]	1	6	18
n_j [-]	1	2	3
x_I [m]	0,045	0,1	0,1
H [m]	27,5	29,6	28,8
L [m]	27,5	177,6	518,4
D_{Sj} [m]	25,5	10,1	6,0
S_t [m]	27,5	29,6	28,8
d_{sz} [mm]	45	100	100
w_f [m/s]	0,064	0,412	1,203
Q_{kap} [PJ]	10,89	10,89	10,89
Q_{hid} [PJ]	8,45	9,38	9,98
Q_v [PJ]	0,92	1,11	1,01
Q_{tr} [PJ]	0,01	0,25	2,87
η_o [-]	0,6908	0,7363	0,5601



74. ábra A legjobb összehatásfokú ($\eta_o = 0,7363$), $N_j = 6$ járatú hőtároló-változat hőmérséklet-eloszlási görbéi a töltés során



75. ábra A legjobb összehatásfokú ($\eta_o = 0,7363$), $N_j = 6$ járatú hőtároló-változat hőmérséklet-eloszlási görbéi az ürtés során



76. ábra Golyótöltetes hőtároló optimális golyóátmérőjéhez tartozó η_δ összhatásfoka levegő hőhordozó közeggel, az N_j járatszám függvényében

Az eredményekből leszűrhető főbb következtetések

Az azonos hőtároló anyag tömeget ($m_s = 33\,678$ t, 3.16.1. fejezet) tartalmazó hőtárolók közül a 6-járatú hőtárolóval érhető el a legnagyobb összhatásfok, amely azonban nem sokkal haladja meg az egyjáratú hőtároló összhatásfokát. A várt, nagyobb mértékű összhatásfok-növekedést rontotta a növekvő szállításimunka-igény és a nagyobb befoglaló méretek miatti nagyobb hőveszteség.

A 6-járatú hőtároló előnye még az egyjáratúval szemben a kisebb D_j járatátmérőben rejlik. Kisebb járatkeresztmetszet esetén könnyebb a hőhordozó közegáramnak a járatkeresztmetszet menti egyenletesebb elosztását biztosítani.

A járatszám növelésével az összhatásfok csökken, ennek legfőbb oka a szállításimunka-igény erőteljes növekedése.

Folyadék hőhordozó közeg esetén a szállításimunka-igény sokkal kisebb lenne, így nagyobb járatszámokkal nagyobb összhatásfokot lehetne elérni, ahogy az a csőcsatornás hőtároló számításánál már bebizonyosodott. Az összhatásfok felső határát ebben az esetben is a hőveszteség határozza meg.

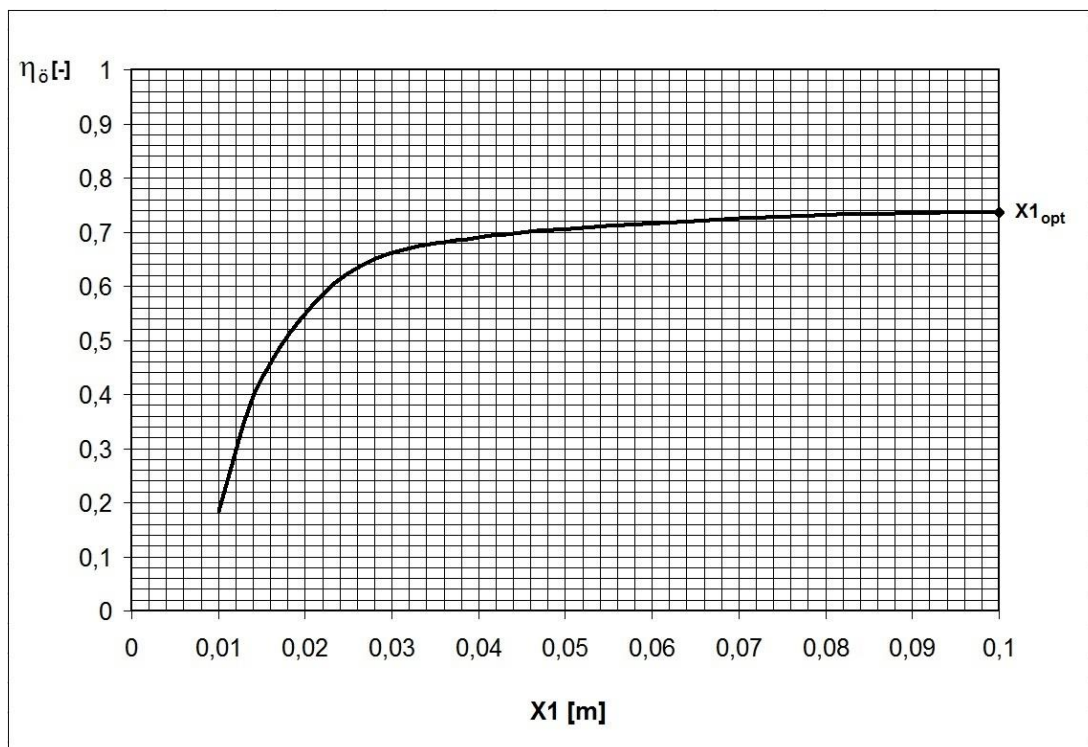
Azért nem végeztem el a golyótöltetes hőtároló számításait ionos folyadék hőhordozó közeggel, mert a csőcsatornás hőtárolóhoz képest még nagyobb mennyiségű hőhordozó folyadékra lenne szükség a hőtároló pórustérfogatának feltöltéséhez ($\varepsilon=0,3$)!

Ekkora folyadéktérfogat már felveti a tisztán folyadéktöltetű szezonális hőtároló létesítésének lehetőségét spirálszerűen sorba kötött, kaszkád rendszerű, hengeres folyadéktartályokból felépítve, amelyben sokkal erőteljesebb hőmérsékleti rétegződés érhető el, mint egy szilárd töltetű hőtárolóban.

Érzékenységvizsgálat az $N_j=6$ járatszámú, optimális változat tervezési változójára

Az x_1 tervezési változó optimálistól (0,1 m) való (a megengedett tartományba eső) eltérésének hatása az összhatásfokra a 77. ábrán látható. Az összhatásfok a golyóátmérő csökkentésekor kezdetben alig, később rohamosan csökken.

Tekintetbe véve, hogy az összhatásfok szempontjából optimális tervezési változó értékeket kimerítő kereséssel határoztam meg, az optimumtól való eltérés hatására vonatkozó adatok a teljes megengedett tartományban rendelkezésre állnak.



77. ábra Az $N_j=6$ járatú, golyótöltetes hőtároló η_0 összhatásfokának változása a golyóátmérő függvényében, levegő hőhordozó közeggel

4. Összefoglalás

Kutatómunkám kitűzött célja:

- szilárd töltetű, a hőt érzékelhető hő formájában tároló, a gyakorlatban eddig még nem alkalmazott, más szerző által nem publikált kialakítású és működési elvű, szezonális hőtároló kialakítása,
- számítási módszer kidolgozása a töltés és ürítés vizsgálatára,
- számítási módszer kidolgozása az összhatófok szempontjából optimális méretek és üzemeltetési paraméterek meghatározására,
- a számítási módszerek példákon történő alkalmazása és bemutatása,
- általános érvényű összefüggések leszűrése a számítási eredményekből.

Dolgozatom szakirodalmi áttekintő részében ismertettem:

- az optimalizációs módszereket,
- a szolár energia felhasználási lehetőségeit,
- a napsugárzásból származó, közvetlen hőtermelés, villamosenergia-termelés lehetőségeit,
- az alkalmazott hőgyűjtő szerkezeteket, hőhordozó közegeket,
- a hőtárolás elvi lehetőségeit, anyagait, a használatos átmeneti- és szezonális hőtárolók kialakítását,
- a villamosenergia-termelő szolár hőerőművek fő típusait,
- a hőterjedés differenciálegyenletének véges differenciák módszerével történő megoldására kidolgozott módszereket egy nyugvó és egy mozgó fázist tartalmazó rendszerre (az érzékelhető hőt tároló berendezésre).

A kitűzött cél elérése érdekében elvégeztem a következőket:

- a hőtárolás területén már meglévő megoldások, valamint saját fejlesztés ötvözésével megalkottam a spirálszerűen felfűzött, kaszkád rendszerű, szilárd töltetű hőtároló elvi kialakítását csőcsatornás és golyótöltetes kivitelben,

- a hőterjedés differenciálegyenletének véges differenciák módszerével történő megoldására kidolgozott, szakirodalmi módszerek egyikét adaptáltam a tervezett rendszerre,
- kiválasztottam az optimalizációs algoritmusokhoz illeszthető tervezési változókat,
- meghatároztam a korlátozási feltételeket,
- összeállítottam az előzetes optimalizálás és az összhatásfok célfüggvényét,
- Matlab programot készítettem a hőterjedés szimulációs számításaihoz,
- szimulációs számítások eredményein alapuló, előzetes optimalizálást végeztem a Matlab genetikai algoritmust használó programcsomag segítségével,
- az előzetes optimalizálás eredményei alapján, a teljes töltési-ürítési időtartamot átfogó szimulációs számításokkal, kimerítő kereséssel határoztam meg az összhatásfok szempontjából optimális tervezési változó értékeket,
- érzékenységvizsgálatot végeztem az optimum közelében.

Megállapítottam, hogy levegő és ionos folyadék hőhordozó közegű csőcsatornás hőtároló összhatásfok szempontjából optimális méretei és üzemeltetési paraméterei a korlátozási feltételek által határolt keresési tér mely részére esnek.

Összehasonlítás céljából kidolgoztam a modellt és elvégeztem a számításokat gáz hőhordozó közegű, spirálszerűen felfűzött, kaszkád rendszerű, golyótöltetes hőtárolóra is. A csőcsatornás változatból jobb helykihasználással (kisebb térfogat), nagyobb összhatásfokú hőtároló alakítható ki.

Folyadék hőhordozó közeggel nagyobb összhatásfokú, szilárd töltetű, érzékelhető hőtárolókat lehetne építeni. Ezek – különösen hőerőművi méretben és szezonális kivitelben – üzembiztonsági szempontból veszélyesebbek, nehezebben karbantarthatók és javíthatók, speciális üzemeltetést igénylők lennének.

A módszer továbbfejlesztési lehetőségei:

- időben változó töltési és ürítési hőáram vizsgálata,
- hőmérsékletfüggően figyelembe vett anyagjellemzők használata,
- $H/S_t \neq 1$ arányok vizsgálata,
- költség szempontú célfüggvény alkalmazása.

5. Tézisek

I.

Új konstrukciójú, egyenlő oldalú háromszögosztású, hengeres áramlási csatornákkal ellátott, szilárd töltetű érzékelhetőhő-tároló (csőcsatornás hőtároló) töltésének és ürítésének matematikai leírására alkalmas számítási modellt fejlesztettem ki.

- a. Szemcsés szilárd töltettel ellátott hőtárolóban és a rajta keresztülráamló hőhordozó közegben történő hőterjedést leíró, szakirodalomban található differenciálegyenlet-rendszerek felhasználásával dolgoztam ki a csőcsatornás hőtároló szilárd hőtároló anyagában és a rajta átáramló hőhordozó közegben történő hőterjedést leíró differenciálegyenlet-rendszert (kétfázisú, általános, mindkét fázisban egydimenziós modellt).
- b. A hőterjedést leíró differenciálegyenlet-rendszer véges differenciák módszerével történő megoldására alkalmas, szimulációs programot fejlesztettem ki, amellyel kiszámítható a hőtároló szilárd anyag és a hőhordozó közeg térbeli és időbeni hőmérséklet-eloszlása.
- c. A csőcsatornás hőtárolóban történő hőterjedés szimulációs számításain alapuló, genetikai optimálós algoritmust felhasználó számítási módszert dolgoztam ki a hőtároló legjobb összehatásfokot biztosító, optimális geometriai méreteinek és működési paramétereinek meghatározására.

II.

A kidolgozott matematikai modell segítségével igazoltam, hogy a nagy áramlási úthosszú, szilárd töltetű érzékelhetőhő-tároló a benne elérhető erőteljesebb áramlásirányú hőmérsékleti rétegződés révén előnyösebb az ugyanakkora hőtároló anyagtömeget tartalmazó, kis áramlási úthosszú hőtárolónál, mert:

- a. töltéskor a szilárd hőtároló anyag nagyobb része melegszik fel a hőhordozó közeg belépő hőmérsékletéhez közeli hőmérsékletre a feltöltési időtartam végére,
- b. töltéskor a hőhordozó közeg a feltöltési időtartam nagy részében a hőtároló anyag feltöltés előtti (alacsony) hőmérsékletéhez közeli hőmérsékleten lép ki, így a kollektorokhoz visszavezetve tartósan nagy a hőfelvevő képessége,

- c. ürítéskor a szilárd hőtároló anyag nagyobb része hűl le a hőhordozó közeg belépő hőmérsékletéhez közeli hőmérsékletre az ürítési időtartam végére,
- d. ürítéskor a hőhordozó közeg az ürítési időtartam nagy részében a hőtároló anyag feltöltés végi (magas) hőmérsékletéhez közeli hőmérsékleten lép ki, ez a magasabb hőmérsékletű hő értékesebb,
- e. a nagy áramlási úthosszú hőtároló kisebb áramlási keresztmetszete mentén könnyebben biztosítható a hőhordozó közeg egyenletesebb elosztása, mint a kis áramlási úthosszú, nagy áramlási keresztmetszetű hőtároló esetében.

III.

A kis áramlási keresztmetszetű, nagy áramlási úthosszú, nagy fajlagos külső felületű, szilárd töltetű érzékelhetőhő-tároló hátrányos tulajdonságainak kiküszöbölésére a következő megoldásokat dolgoztam ki:

- a. A hőhordozó közeg szállítási teljesítményszükségletének csökkentése céljából a nagy áramlási úthosszú hőtárolót szakaszokra (járatokra) bontottam, amelyekből kaszkád rendszert alakítottam ki. Igazoltam, hogy a szállítási teljesítményszükséglet jelentősen csökkenthető, ha a hőhordozó közeget csak azokon a járatpárokon vezetjük át, amelyeken a hőmérsékletváltozási front éppen áthúzódik, kiiktatva ezzel a hőhordozó közeg áramlási útvonalából azokat a járatpárokat, amelyekben már állandósult a hőmérséklet-eloszlás.
- b. A nagyobb fajlagos külső felületből adódó nagyobb hőveszteség csökkentésére a kaszkád rendszerű hőtároló szakaszaiból (járataiból) $H/St \approx l$ arányú, szabályos hatszög alapú hasáb befoglaló geometriájú, spirálszerűen felfűzött hőtárolót alakítottam ki.
 - o A feltöltéskor spirálszerűen, belülről kifelé haladó hőhordozó közeg áramlásirányban és sugárirányban kifelé is csökkenő hőmérséklet-eloszlást hoz létre, így a hőtároló oldalfelületei a külső járatokból álló gyűrű feltöltésének kezdetéig alacsony hőmérsékletűek, ezért ez idő alatt a környezetbe irányuló hőveszteség kicsi.

- A töltéssel ellentétes irányú ürítéskor a hőtároló oldalfelületei a külső járatokból álló gyűrű kiürítését követően alacsony hőmérsékletűek, a környezetbe irányuló hőveszteség ez idő alatt kicsi.
- A járatszám növelésével növekszik a töltési és ürítési időnek az a része, amelyben a hőtároló külső járatai alacsony hőmérsékletűek.

IV.

Állandó nagyságú, 2 MW feltöltési, majd ugyanakkora ürítési hőáram mellett, 63 nap feltöltési és 58 nap ürítési idő esetében szimulációs számításokon alapuló optimumkereséssel határoztam meg az összhatásfok szempontjából optimális tervezési változók értékeit *gáz és folyadék* hőhordozó közeggel *csőcsatornás*, valamint *gáz* hőhordozó közeggel *golyótöltetes* kivitelben, mindegyik esetben többféle járatszámra. A számítási eredményekből megállapítottam:

- a. A nagy áramlási úthosszú, spirálisan felfűzött, kaszkád rendszerű hőtárolóval lényegesen nagyobb összhatásfok érhető el, mint az ugyanakkora hőtároló anyagmennyiséget tartalmazó egyjáratúval.
- b. A csőcsatornás hőtároló a kisebb áramlási ellenállás miatt nagyobb összhatásfokú a golyótöltetes hőtárolónál.
- c. Csőcsatornás kialakítás esetében a nagyobb összhatásfok kis belső falvastagságok és a csővezetékben szokásos, optimális áramlási sebességnél jóval kisebb áramlási sebesség alkalmazásával érhető el. Az erőteljes hőmérsékleti rétegződés nagy csatornaszámot és kis csatornaátmérőt igényel, de levegő hőhordozó közeg esetében a szállítási munkaszükséglet növekedése miatt nagyobb járatszámoknál nagyobb optimális csatornaátmérők adódnak.
- d. Folyadék hőhordozó közeggel nagyobb összhatásfokú hőtároló építhető, ez azonban üzemvitel szempontjából veszélyesebb, alkalmazhatóságát korlátozza a folyadék hőhordozó közeg hőállósága. Üzembiztonsági szempontból legkedvezőbb a közel légköri nyomású, levegő hőhordozó közegű, többjáratú, csőcsatornás változat, amelynek felső hőmérsékletlátárát nem korlátozza a hőhordozó közeg hőállósága.

- e. Az érzékenységvizsgálatokból kitűnik, hogy a tervezési változók értékének az optimum közelében történő kismértékű változtatása az összhatásfokot csekély mértékben változtatja meg. Ez a tény lehetőséget biztosít a számított optimumtól való eltérésre.
- f. A kidolgozott szimulációs számítási és az optimumkereső modell hatékonyan alkalmazható az optimális járatszám, a geometriai méretek és a működési jellemzők meghatározására.

6. Theses

I.

I have developed a mathematical model for the calculation of the charge and discharge of a new sensible heat store construction (pipe-channelled thermal energy store) filled with solid heat storage material, with triangular pitch of cylindrical pipe-channels.

- a. I have worked out differential equations of the heat transport in the pipe-channelled heat store (two-phase, general, one-dimensional model) using the known differential equations of the heat transport in heat store filled with particles.
- b. I have developed simulation model to calculate the spatial temperature distributions of the heat storage material and of the heat transport medium using discretisation of the differential equations of the heat transport in the heat store.
- c. I have worked out a calculation method to calculate optimal geometry and operational parameters of the thermal energy store with the best overall efficiency using genetic optimization algorithm (GA) based on the simulation model which calculates the spatial temperature distributions of the heat storage material and the heat transport medium.

II.

I have proved that a thermal energy store of long flow-path is more preferable – because of its powerful thermal stratification – than a short flow-path thermal energy store which has equal mass of solid heat storage material as the long flow-path one, mentioned before. The reasons of it are the following:

- a. the great part of the solid heat storage material is being heated up close to the inlet temperature of the heat transport medium, until the end of the charge period,
- b. the outlet temperature of the heat transport medium is close to the beginning (low) temperature of the heat storage material in the great part of the charge period, so it has great heat transport capability lasting long,

- c. the great part of the solid heat storage material is being cooled down close to the inlet temperature of the heat transport medium until the end of the discharge period,
- d. the outlet temperature of the heat transport medium is close to the beginning (high) temperature of the heat storage material, in the great part of the discharge period, so the high temperature level of it is more valuable,
- e. it is easier to distribute uniformly the stream of the heat transport medium along the smaller flowing cross-section area of the long flow-path thermal energy store than along the larger flowing cross-section area of the short flow-path thermal energy store.

III.

I have worked out the following solutions to eliminate the disadvantageous properties of the sensible heat store of small flowing cross-section area, long flow-path and great outer specific surface area:

- a. In order to reduce the transport power demand of the heat transport medium, I have divided the long flow-path thermal energy store into sections (called ducts) and formed cascade system from them. I have proved that the transport power demand of the heat transport medium will be decreased, if the heat transport medium is flowing through only those ducts where the thermocline zone is going through (i. e. knocking-off those sections from the flow-path of the heat transport medium in which the temperature is in steady-state).
- b. In order to reduce the heat-loss – due to the greater outer specific surface area – I have planned a heat store of regular hexagonal prism with outer geometry of $H/S_t \approx 1$ ratio and cascade system of the ducts formed a spiral flow-path layout.
 - The heat transport medium flows from the centre to the outer side of the heat store following the spiral flow-path layout during the charge period. It makes thermal stratification with descending temperature in the flow-direction and radial direction as well. Therefore, the temperature of the outer surface of the heat store is low until the charge up of the outer ring of the ducts, so the heat loss is small during this period of time.

- During the discharge period (opposite flow-direction to the charge) the temperature of the outer surface of the heat store is low after the discharge of the outer ring of the ducts, so the heat loss is small during this period of time.
- When the temperature of the outer ring of the ducts of the heat store is low, then the part of the charging and discharging time increases with increase of the number of ducts.

IV.

I have calculated the optimal values of the design variables *for two cases* according to the overall heat efficiency: with *gas and liquid* heat transport medium in case of *pipe-channelled heat store*, with *gas* heat transport medium in case of *packed bed heat store with ceramic balls*. In both cases the heat-flow was of 2 MW steady-state during 63 days of charge and 58 days of discharge. The calculated results are the following:

- a. Significantly higher overall efficiency can be reached in case of the multi-duct, long flow-path thermal energy store with cascade system of the ducts formed a spiral flow-path layout than in case of the one-duct type, short flow-path thermal energy store which has equal mass of solid heat storage material as the long flow-path one, mentioned before.
- b. The pipe-channelled heat store has higher overall efficiency – because of its lower pressure drop – than the heat store filled with ceramic balls.
- c. In case of pipe-channelled thermal energy store the higher overall efficiency can be reached by using small inside wall thickness and much lower flow velocity than the economic flow velocity in pipelines. The powerful thermal stratification requires large number of pipe-channels and small pipe-channel diameter. In case of gas heat transport medium at greater number of ducts the optimal pipe-channel diameter is larger, because of the increasing transport work demand of the heat transport medium.
- d. In case of liquid heat transport medium the overall efficiency of the pipe-channelled heat store can be higher than in case of gas heat transport medium. But the heat store with liquid heat transport medium is more dangerous than the heat store with gas heat transport medium. Applicability of the liquid heat

transport medium is limited by its heat stability. In terms of operational safety the best solution is the multi-duct, pipe-channelled heat store with approximately atmospheric air heat transport medium, applicability of it is not limited by its heat stability.

- e. The sensitivity tests shows that the slight change of the value of the design variables at their optimum cause minimal change of the overall efficiency. This fact provides derogation from the calculated optimum.
- f. The worked-out simulation and optimum-searching model can be used effectively to calculate the optimal number of ducts, geometric dimensions and operating parameters.

7. Felhasznált irodalom

7.1. Felhasznált, nem saját irodalom

- [1] Jármái, K., Iványi, M.: *Gazdaságos fémszerkezetek analízise és tervezése*, Műegyetemi Kiadó, Budapest (2001), 226 p.
- [2] Farkas, J., Timár, I.: *Fémszerkezetek optimális méretezése*, BME Mérnöki Továbbképző Intézet, Budapest (1982), 142 p.
- [3] Álmos, A., Győri, S., Horváth, G., Várkonyiné Kóczy, A.: *Genetikus algoritmusok*, Typotex Kiadó, Budapest (2020), 254 p.
- [4] Magyar Csillagászati Egyesület: *A Nap adatai*, <http://tudasbazis.csillagaszat.hu/nap/>, elérés dátuma: 2013. január 15.
- [5] Gyurcsovics, L.: *A napenergia hasznosítása az épületgépészetben*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest (1982), 395 p.
- [6] Imre, L., Bitai, A., Gerhart, H.: *Megújuló energiaforrások*, BMGE Energetikai Tanszék egyetemi jegyzet, Budapest (2009), 140 p.
- [7] Naplopó Kft: *Tervezési segédlet 2008/1*, <http://www.naplopo.hu/pdf/tervseg.pdf>, elérés dátuma: 2013. január 16.
- [8] Naplopó Kft honlapja: <http://www.naplopo.hu/Cikkek/napkollektor-tudastartalom.html>, elérés dátuma: 2013. január 16.
- [9] Országos Meteorológiai szolgálat: *Magyarország éghajlata*, http://www.met.hu/eghajlat/magyarorszag_eghajlata/altalanos_eghajlati_jellemzes/sugarzas/, elérés dátuma: 2013. február 1.
- [10] INNTEK Nonprofit Kft: *Fásszárú energianövények*, http://www.emergia.hu/index.php?option=com_content&task=view&id=74&Itemid=118, elérés dátuma: 2013. február 6.
- [11] Murphy, D. J., Hall, C. A. S., Powers, B.: *New perspectives on the energy return on (energy) investment (EROI) of corn ethanol*, Environment, Development and Sustainability (2011), Vol. 13, Issue 1, pp: 179-202.
- [12] Zöld, A.: *Energiatudatos építészet*, Műszaki könyvkiadó, Budapest, (1999), 214 p.
- [13] Farkas, I.: *Napenergia a mezőgazdaságban*, Mezőgazda Kiadó, Budapest (2003), 317 p.
- [14] Duff, W. S. , Hodgson, D. A.: *A simple high efficiency solar water purification system*, Solar Energy (2005), Vol. 79, pp: 25–32.
- [15] Kalogirou, S. A.: *Seawater desalination using renewable energy sources*, Progress in Energy and Combustion Science (2005), Vol. 31, pp: 242–281.
- [16] Ghobeity, A., Noone, C. J., Papanicolas, C. N., Mitsos, A.: *Optimal time-invariant operation of a power and water cogeneration solar-thermal plant*, Solar Energy Vol. 85 (2011), pp: 2295–2320.

- [17] Trombe, F., Le Phat Vinh, A.: *Thousand kW solar furnace, built by the National Center of Scientific Research, in Odeillo (France)*, Solar Energy, Vol. 15, Issue 1, (1973), pp: 57–61.
- [18] Abdurakhmanov, A. A., Zainutdinova, K. K., Mamatkosimov, M. A., Paizullakhanov, M. S., Saragoza, G.: *Solar technologies in Uzbekistan: State, priorities, and perspectives of development*, Applied Solar Energy (2012), Vol. 48, Issue 2, pp: 84-91.
- [19] Debreczeni, M.: *Fotovillamosenergia – napelemes alapismeretek*, Greentechnic Hungary Kft, Budapest (2012), 137p.
- [20] Müller-Steinhagen, H., Trieb, F.: *Concentrating solar power*, <http://www.ingenia.org.uk/ingenia/issues/issue18/muller%E2%80%93steinhagen.pdf>, elérés dátuma: 2013. február 13.
- [21] Müller-Steinhagen, H.: *Solar-thermal power plants – one way to commercial market introduction*, http://www.htri.net/Public/prodsvcs/HMS_Victoria1.pdf, elérés dátuma: 2013. február 13.
- [22] Schlaich, J., Bergermann, R., Schiel, W., Weinrebe, G.: *Design of Commercial Solar Updraft Tower Systems—Utilization of Solar Induced Convective Flows for Power Generation*, Journal of Solar Energy Engineering Vol. 127 (2005), pp: 117–124.
- [23] Fluri, T.P., Pretorius, J.P., Van Dyk, C., Von Backstörn, T. W., Kröger, D.G., Van Zijl, G. P. A. G.: *Cost analysis of solar chimney power plants*, Solar Energy Vol. 83 (2009), pp: 246–256.
- [24] Sangi, R., Amidpour, M., Hosseinizadeh, B.: *Modeling and numerical simulation of solar chimney power plants*, Solar Energy Vol. 85 (2011), pp: 829–838.
- [25] Weinrebe, G., Schiel, W.: *Up-Draught Solar Chimney and Down-Draught Energy Tower –A Comparison*, http://www.franetzki.eu/mediapool/67/672193/data/weinrebe_schiel_Up_and_down_draught_chimneys.pdf, elérés dátuma: 2013. február 13.
- [26] Kumar, A., Kishore, V. V. N.: *Construction and operational experience of a 6000 m² solar pond at Kutch, India*, Solar Energy Vol. 65, No. 4, (1999), pp: 237–249.
- [27] Einav, A.: *Solar Energy Research and Development Achievements in Israel and Their Practical Significance*, Transactions- American Society of Mechanical Engineers Journal of solar energy engineering (2004), Vol. 126; Part 3, pp: 921-928.
- [28] Masutani, S.M., Takahashi, P.K.: *Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC)*, Encyclopedia of Ocean Sciences, Hawaii (2001), pp: 1993-1999.
- [29] Steinfeld, A.: *Solar thermochemical production of hydrogen - a review*, Solar Energy Vol. 78, Issue 5, (2005), pp: 603–615.
- [30] Nowotny, J., Sorrell, C.C., Sheppard, L.R., Bak, T.: *Solar-hydrogen: Environmentally safe fuel for the future*, International Journal of Hydrogen Energy Vol. 30, Issue 5, (2005), pp: 521–544.

- [31] Floridesa, G.A., Tassoub, S.A., Kalogiroua, S.A., Wrobelb, L.C.: *Review of solar and low energy cooling technologies for buildings*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 6, Issue 6, (2002), pp: 557–572.
- [32] Xu, S.M., Huang, X.D., Dub, R.: *An investigation of the solar powered absorption refrigeration system with advanced energy storage technology*, Solar Energy Vol. 85 (2011), pp: 1794–1804.
- [33] Mathew, S.: *Wind Energy - Fundamentals, Resource Analysis and Economics*, Springer-Verlag Berlin-Heidelberg (2006), 256 p.
- [34] Lund, J., Sanner, B., Rybach, L., Curtis, R., Hellström, G.: *Geothermal (ground-source) heat pumps a world overview*, Geo-Heat Center quarterly bulletin Vol. 25, No. 3 (2004), pp: 1-10.
- [35] Komlós, F., Fodor, Z., Kapros, Z., Vajda, J., Vaszil, L.: *Hőszivattyús rendszerek. Heller László születésének Centenáriumára, Magánkiadás: Komlós F., Dunaharaszti (2009)*, 215 p.
- [36] SeaGen Project honlapja: *Strangford melletti tengeri ár-ápany turbina*, <http://www.seageneration.co.uk/index.php>, elérés dátuma: 2013. február 16.
- [37] Pelamis Wave Power Ltd. honlapja: <http://www.pelamiswave.com>, elérés dátuma: 2013. február 16.
- [38] Giesecke, J., Mosonyi, E.: *Wasserkraftanlagen : Planung, Bau und Betrieb*, Springer-Verlag GmbH (2005), 830 p.
- [39] Glasnovic, Z., Rogosic, M., Margeta, J.: *A model for optimal sizing of solar thermal hydroelectric power plant*, Solar Energy Vol. 85 (2011), pp: 794–807.
- [40] Barótfi, I.: *A biomassza energetikai hasznosítása*, Energia Központ, Budapest (1998), 68 p.
- [41] Mádlné Szőnyi, J.: *A geotermikus energia - Készletek, kutatás, hasznosítás*, Grafon Kiadó, (2006), 144 p.
- [42] Duchane, D.V.: *Geothermal energy from hot dry rock: A renewable energy technology moving towards practical implementation*, Renewable Energy Vol. 9, Issues 1–4, (1996), pp: 1246–1249.
- [43] Tyagia, V.V., Panwarb, N. L., Rahima, N.A, Kothari, R.: *Review on solar air heating system with and without thermal energy storage system*, Renewable and Sustainable Energy Reviews Vol. 16 (2012), pp: 2289– 2303.
- [44] Solar Electric Power Association (SEPA) honlapja: *Nevada Solar One*, <http://www.solarelectricpower.org/case-studies/nevada-solar-one.aspx>, elérés dátuma: 2013. február 20.
- [45] Morina, G., Derschb, J., Platzerc, W., Eckd, M., Häberlee, A.: *Comparison of Linear Fresnel and Parabolavályú Collector power plants*, Solar Energy Vol. 86, Issue 1 (2012), pp: 1-12.
- [46] Abbas, R., Montes, M. J., Piera, M., Martínez-Val, J. M.: *Solar radiation concentration features in Linear Fresnel Reflector arrays*, Energy Conversion and Management Vol. 54 (2012), pp: 133–144.

- [47] Schlaich Bergemann und Partner honlapja: <http://www.sbp.de>, elérés dátuma: 2013. február 22.
- [48] European Solar Thermal Electricity Association (ESTELA) honlapja: *Gemasolar erőmű*, <http://www.estelasolar.eu>, elérés dátuma: 2013. február 22.
- [49] Geyer, M.; Quaschnig, V.: *Solar thermal power - The seamless solar link to the conventional power world*, Renewable Energy World (July-August 2000), pp: 184-191.
- [50] Sohal, M. S., Ebner, M. A., Sabharwall, P., Sharpe, P.: *Engineering Database of Liquid Salt Thermophysical and Thermochemical Properties*, Idaho National Laboratory, Idaho Falls (2010), 59 p.
- [51] Magyar Villamosenergia-ipari Átviteli Rendszerirányító Zártkörűen Működő Részvénytársaság (MAVIR ZRt.) honlapja: <http://www.mavir.hu/web/mavir/home>, 2013. február 26.
- [52] Árokszállási, K.: *Hőtárolás – a jövő technológiája*, Roxa Kft. Érd (2011), 113 p.
- [53] Árpád, I.: *Energetikai berendezések hőszigetelésének optimalása. A hőtárolás kérdései a napenergia-hasznosításban*, PhD dolgozat, Pannon Egyetem (2013), 151 p.
- [54] Árpád, I.: *A hőtárolás és a hőszigetelés vizsgálata a hazai napenergia-hasznosításban*, Energiagazdálkodás, 52. évf. 6. szám (2011), pp: 7-10.
- [55] Árpád, I.: *Investigation of Sensible Heat Storage and Heat Insulation in the Exploitation of Concentrated Solar Energy*, Hungarian Journal of Industrial Chemistry, Vol. 39 , Issue 2 (2011), pp. 163-167.
- [56] Árpád, I., Timár, I.: *A fókuszált napenergia tárolási és hasznosítási lehetőségei. A hőtároló méretének és hőszigetelésének optimalása*, Eötvös Lóránd Tudományegyetem, Budapest, Környezettudományi Doktori Iskolák Konferenciája 2012. Konferencia kiadvány, pp: 56-63.
- [57] Árpád, I., Timár, I.: *Characterization of Sensible Heat Storage*, International Journal of Engineering (2012), X. 3., pp: 247-252.
- [58] Aghbalou, F., Badia, F., Illa, J.: *Exergetic optimization of solar collector and thermal energy storage system*, International Journal of Heat and Mass Transfer 49 (2006), pp: 1255–1263.
- [59] Jisoo, J., Jung-Hun, L., Jungki, S., Su-Gwang, J., Sumin, K.: *Application of PCM thermal energy storage system to reduce building energy consumption*, Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, Akadémiai Kiadó, Budapest (2012), pp: 1-10.
- [60] Shukla, A., Buddhi, D., Sawhney, R. L.: *Solar water heaters with phase change material thermal energy storage medium: A review*, Renewable and Sustainable Energy Reviews Vol. 13 (2009), pp: 2119–2125.
- [61] Yen, S. T., Olivares, R., Benito, R., Jin-Soo, K., Duffy, G., Edwards, J.: *High temperature thermal energy storage systems for open-cycle solar air brayton plant*, CSIRO (2012), 32 p.

- [62] Muthukumar, P.: *Thermal energy storage systems for solar thermal power plants: Methods and Materials*, Indo-Spain joint work on Renewable Energy, Sevilla, Spain (2011), 34 p.
- [63] Dunn, R.: *A Global Review of Concentrated Solar Power Storage*, Proceedings of Solar 2010, 48th AuSES Conference, Canberra, Australia (2010), 10 p.
- [64] Luzzi, A., Lovegrove, K., Filippi, E., Fricker, H., Schmitz-Goeb, M., Chandapillai, M., Kaneff, S.: *Techno-economic analysis of a 10 MW solar thermal power plant using ammonia-based thermochemical energy storage*, Solar Energy Vol. 66, No. 2 (1999), pp: 91–101.
- [65] Abedin, A. H., Rosen, M. A.: *A critical review of thermochemical energy storage systems*, The Open Renewable Energy Journal Vol. 4 (2011), pp: 42-46.
- [66] Demirel, Y.: *Energy production, conversion, storage, conservation, and coupling*, Springer (2012), 503 p.
- [67] Mangold, D.: *Seasonal heat storage pilot projects and experiences in Germany*, <http://ebookbrowse.com/dirk-mangold-seasonal-heat-storage-pdf-d22125779>, elérés dátuma: 2013. március 25.
- [68] Schmidt, T., Mangold, D., Müller-Steinhagen, H.: *Seasonal thermal energy storage in Germany*, ISES Solar World Congress, Göteborg (2003), 7 p.
- [69] Sweet, M. L., McLeskey, Jr. J. T.: *Numerical simulation of underground Seasonal Solar Thermal Energy Storage (SSTES) for a single family dwelling using TRNSYS*, Solar Energy Vol. 86 (2012), pp: 289–300.
- [70] Yumrutas, R., Ünsal, M.: *Energy analysis and modeling of a solar assisted house heating system with a heat pump and an underground energy storage tank*, Solar Energy Vol. 86 (2012), pp: 983–993.
- [71] Marstal District Heating (DK) honlapja: <http://www.sunstore.dk>, elérés dátuma: 2013. március 26.
- [72] Brunström, C.: *The Lyckebo projekt, solar district heating with seasonal storage in a rock cavern: evaluation and operational experience*, Stockholm, (1987), 38 p.
- [73] Reuss, M., Beuth, W., Schmidt, M., Schoelkopf, W.: *Solar district heating with seasonal storage in Attenkirchen*, 8 p.
http://intraweb.stockton.edu/eyos/energy_studies/content/docs/FINAL_PAPER_RS/6B-2.pdf , elérés dátuma: 2013. március 26.
- [74] Schmidt, T., Mangold, D.: *New steps in seasonal thermal energy storage in Germany*, 8 p.
http://intraweb.stockton.edu/eyos/energy_studies/content/docs/FINAL_PAPER_RS/14A-2.pdf, elérés dátuma: 2013. március 26.
- [75] Drake Landing Solar Community, (Okotoks, Kanada) honlapja: <http://www.dlsc.ca>, elérés dátuma: 2013. február 20.
- [76] Sibbitta, B., McClenahana, D., Djebbara, R., Thorntonb, J., Wongc, B., Carrierc, J., Kokkod, J.: *The Performance of a High Solar Fraction*

Seasonal Storage District Heating System – Five Years of Operation, Energy Procedia 00 (2011) 000–000

- [77] National Renewable Energy Laboratory honlapja: <http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/>, elérés dátuma: 2013. március 10.
- [78] Solar Energy Industries Association honlapja: <http://www.seia.org/research-resources/major-solar-projects-list>, elérés dátuma 2013. március 10.
- [79] Quaschnig, V.: *Technology Fundamentals - Solar Thermal Power Plants*, Renewable Energy World Vol. 6, No.: 6 (2003), pp: 109-113.
- [80] Zunft, S., Hanel, M., Krüger, M., Dreißigacker, V., Göhring, F., Wahl, E.: *Jülich Solar power tower – experimental evaluation of the storage subsystem and performance calculations*, SolarPACES, Perpignan, Franciaország (2010), 7 p.
- [81] Montes, M.J., Abánades, A., Martínez-Val, J.M., Valdés, M.: *Solar multiple optimization for a solar-only thermal power plant, using oil as heat transfer fluid in the parabolavályú collectors*, Solar Energy Vol. 83 (2009), pp: 2165–2176.
- [82] Schwarzbözl, P., Buck, R., Sugarmen, C., Ring, A., Crespo, M. J. M., Altwegg, P., Enrile, J.: *Solar gas turbine systems: Design, cost and perspectives*, Solar Energy Vol. 80 (2006), pp: 1231–1240.
- [83] Gang, P., Jing, L., Jie, J.: *Analysis of low temperature solar thermal electric generation using regenerative Organic Rankine Cycle*, Applied Thermal Engineering Vol. 30 (2010), pp: 998–1004.
- [84] EASAC (European Academies Science Advisory Council) policy report 16: *Concentrating solar power: its potential contribution to a sustainable energy future*, The Clyvedon Press Ltd, Cardiff, UK (2011), 59 p.
- [85] Powell, K. M., Edgar, T. F.: *Modeling and control of a solar thermal power plant with thermal energy storage*, Chemical Engineering Science Vol. 71 (2012), pp: 138–145.
- [86] Ershu, X., Zhifeng, W., Gao, W., Jiayan, Z.: *Dynamic simulation of thermal energy storage system of Badaling 1 MW solar power tower plant*, Renewable Energy 39 (2012), pp: 455-462.
- [87] Laing, D.: *Thermal energy storage for concentrated solar power: state of the art and current developments*, ISES Annual Meeting Tel Aviv University, (2011), 25 p.
- [88] Laing, D.: *Solar thermal energy storage technologies*, Energy Forum, 10000 Solar GW, Hannover, (2008), 25 p.
- [89] Laing, D., Lehmann, D.: *Concrete storage for solar thermal power plants and industrial process heat*, IRES III, 3rd International Renewable Energy Storage Conference, Berlin (2008), 6 p.
- [90] Ósz, J.: *Erőművi technológia* előadásvázlat, BME Energetika Gépek és Rendszerek Tanszék, ftp://ftp.energia.bme.hu/pub/Eromuvi_technologia%28MSc%29/MEET-EA006.pdf, elérés dátuma: 2013. március 12.

- [91] Rovira, A., Montes, M. J., Valdes, M., Martínez-Val, J. M.: *Energy management in solar thermal power plants with double thermal storage system and subdivided solar field*, Applied Energy Vol. 88 (2011), pp: 4055-4066.
- [92] You, Y., Hu, E. J.: *Thermodynamic advantages of using solar energy in the regenerative Rankine power plant*, Applied Thermal Engineering Vol. 19 (1999), pp: 1173-1180.
- [93] Suresh, M. V. J. J., Reddy, K. S., Kolar, A. K.: *4-E (Energy, Exergy, Environment, and Economic) analysis of solar thermal aided coal-fired power plants*, Energy for Sustainable Development Vol. 14 (2010), pp: 267-279.
- [94] Jászay, T.: *Műszaki hőtan (Hőközlés)*, BME, egyetemi jegyzet, Tankönyvkiadó, Budapest (1974), 362 p.
- [95] Tóth, G.: *Számítógépes modellezés*, ELTE TTK, Atomfizika Tanszék, egyetemi jegyzet, Budapest (2001), 118 p.
- [96] Faragó, I., Horváth, R.: *Numerikus módszerek*, ELTE TTK - BME TTK egyetemi jegyzet, Budapest (2011), pp: 341-391.
- [97] Ismail, K. A. R., Stuginsky Jr., R.: *A parametric study on possible fixed bed models for pcm and sensible heat storage*, Applied Thermal Engineering 19 (1999), pp: 757-788.
- [98] Zhen, Y., Garimella, S. V.: *Thermal analysis of solar thermal energy storage in a molten-salt thermocline*, Solar Energy Vol. 84 (2010), pp: 974–985.
- [99] Wakao, N., Kaguei, S.: *Heat and mass transfer in packed beds*, Gordon and Braech, New York, (1982), 364 p.
- [100] Verein Deutscher Ingenieure VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC): *VDI Heat Atlas, Second Edition*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, (2010), pp: 693-699, 743-744, 1055-1058, 1423-1433.
- [101] Ghanbari, A., Farshad, F. F., Rieke, H. H.: *Newly developed friction factor correlation for pipe flow and flow assurance*, Journal of Chemical Engineering and Materials Science Vol. 2, Issue 6 (2011), pp: 83-86.
- [102] Lajos, T.: *Az áramlástan alapjai*, Műegyetemi Kiadó, Budapest (2004), pp: 442-457.
- [103] Churchill, S. W.: *Friction factor equations spans all fluid-flow ranges*, Chem. Eng., Vol 7. (1977), pp: 91-92.
- [104] Fábry, Gy. (főszerk.): *Vegyipari gépészek kézikönyve*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest (1987), pp: 822-822.
- [105] Kepler, J.: *Strena seu de nive sexangula* (The sixcornered snowflake) (1611) <http://www.thelatinlibrary.com/kepler/strena.html>, elérés dátuma: 2013. március 12.
- [106] Hales, T. C. *A proof of the Kepler conjecture*, Annals of Mathematics. Second Series 162 (3) (2005), pp: 1065–1185.

- [107] Dreißigacker, V., Müller-Steinhagen, H., Zunft, S.: *Thermo-mechanical analysis of packed beds for large-scale storage of high temperature heat*, Heat and Mass Transfer Vol. 46, Issue 10 (2010), pp: 1199-1207.
- [108] Fejes, G., Tarján, G.: *Vegyipari gépek és műveletek*, Tankönyvkiadó, Budapest (1979), pp: 36-45.
- [109] Magyar Szabvány: *Épületek hőtechnikai viselkedése. Hőátvitel a talajban. Számítási módszerek MSZ EN ISO 13370* (2007)
- [110] Raznjevic, K.: *Hőtechnikai táblázatok*, Műszaki Könyvkiadó (1964), 336 p.
- [111] Ionic Liquids Database: <http://ilthermo.boulder.nist.gov/ILThermo/>, elérés dátuma: 2013. március 12.
- [112] Van Valkenburg, M. E., Vaughn, R. L., Williams, M., Wilkes, J. S.: *Ionic liquid heat transfer fluids*, Fifteenth Symposium on Thermophysical Properties, Boulder, Colorado, U.S.A (2003), 16 p.
- [113] Blake, D. M., Moens, L., Hale, M. J., Price, H., Kearney, D., Herrmann, U.: *New heat transfer and storage fluids for parabolic trough solar thermal electric plants*, Proceedings of the 11th SolarPACES International Symposium On concentrating Solar Power and Chemical Energy Technologies, Zürich, Svájc (2002), 5 p.
- [114] Kearney, D., Herrmann, U., Nava, P., Kelly, B., Mahoney, R., Pacheco, J., Cable, R., Blake, D., Price, H., Potrovitza, N.: *Overview on use of a Molten Salt HTF in a Trough Solar Field*, NREL Parabolic Trough Thermal Energy Storage Workshop Golden, CO, USA (2003), 27 p.

7.2. Az értekezés témakörében megjelent saját publikációk és konferenciaelőadások

- [115] Borbély, T.: *Optimal design of high-temperature thermal energy store filled with ceramic balls*, Hungarian Journal of Industrial Chemistry Veszprém, Vol. 40 (2), (2012), pp: 93-99.
- [116] Borbély, T.: *Optimal design of seasonal pipe-channelled thermal energy store with liquid heat transport medium*, Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, Volume XXII (XII) Issue 3, (2013), pp: 9-14.
- [117] Borbély, T.: *Optimal design of seasonal pipe-channelled thermal energy store with gas heat transport medium*, Acta Tehnica Corviniensis – Bulletin of Engineering, Tome VII, Fascicule 1., (2014), pp: 19-26.
- [118] Timár, I., Horváth, P., Borbély, T.: *Optimierung von profilierten Sandwichbalken*, Stahlbau 72 (2), (2003), pp: 109-113.
- [119] Timár, I., Horváth, P., Borbély, T.: *Optimization of framework construction*, Strojárska Technologie 8 (1), (2003), pp: 9-12.
- [120] Timár, I., Horváth, P., Borbély, T.: *Optimization of cylindrical sandwich constructions*, Publ. Univ. of Miskolc, Series G. Mechanical Engineering Vol. 48. (1999), pp: 175-184.

- [121] Timár, I., Borbély, T.: *Optimization of insulated pipelines*, Publ. Univ. of Miskolc, Series G. Mechanical Engineering Vol. 47. (1997), pp: 253-258.
- [122] Timár, I., Horváth, P., Borbély, T.: *Profilos szendvicstartók optimális méretezése*, Gép 50 (1) (1999), pp: 35-40.
- [123] Timár, I., Horváth, P., Borbély, T.: *Optimization of a welded I-section frame with size limitation*, In: Jármái&Farkas (eds): *Metal Structures Design, fabrication Economy*, Rotterdam, Millpress (2003), pp: 183-188.
- [124] Timár, I., Horváth, P., Borbély, T.: *Optimization of sandwich constructions*, MicroCAD'99 International Computer Science Conference, Miskolc, 1999. február 24-25. Section K., pp: 145-149.
- [125] Timár, I., Borbély, T., Horváth, P.: *Hengeres szendvicshéj optimalása*, Erdélyi Magyar Műszaki Tudományos Társaság, VIII. Országos Gépésztalálkozó, Marosvásárhely, 2000. április 7-9., pp: 63-66.
- [126] Timár, I., Borbély, T., Horváth, P.: *Keretszerkezet optimalása*, Erdélyi Magyar Műszaki Tudományos Társaság, VII. Országos Gépésztalálkozó, Félixfürdő, 1999. április 23-25., pp: 86-89.
- [127] Timár, I., Borbély, T.: *Rétegezett szerkezetek optimalása*, Erdélyi Magyar Műszaki Tudományos Társaság, VI. Országos Gépésztalálkozó, Hargitafürdő, 1998. április 24-26., pp: 168-172.
- [128] Timár, I., Borbély, T.: *Költségmegtakarítás optimális méretezéssel*, Erdélyi Magyar Műszaki Tudományos Társaság, V. Országos Gépésztalálkozó, Kolozsvár, 1997. május 23-25., pp: 48-48.
- [129] Timár, I., Borbély, T.: *Rétegezett tartók költségbecslése és optimalása*, MicroCAD'97 International Computer Science Conference, Miskolc, 1997. február 26-27., pp: 11-17.
- [130] Timár, I., Bencs, G., Borbély, T., Kulcsár, T., Veres, G.: *Szerkezetek előzetes költségbecslése. Windows alkalmazás konstrukciók előzetes költségbecslésére*, Erdélyi Magyar Műszaki Tudományos Társaság, IV. Országos Gépésztalálkozó, Szováta, 1996. április 12-14., pp: 29-30.
- [131] Timár, I., Bencs, G., Borbély, T., Kulcsár, T., Veres, G.: *Konstrukciók előzetes költségbecslése*, MicroCAD'96 International Computer Science Conference, Miskolc, 1996. február 29., pp: 31-34.

7.3. Más témakörben megjelent saját publikációk és konferenciaelőadások

- [132] Balázs, Cs., Timár, I., Verdes, S., Bálint, A., Horváth, P., Borbély, T., Lisztes, I.: *Preparation and examination of nanostructured steel powders*, ANNALS of the ORADEA UNIVERSITY, Fascicle of Management and Technological Engineering, Volume IX (XIX), NR1, (2010), p.: 3.10.
- [133] Hanák, L., Szánya, T., Marton, Gy., Pencz, I., Borbély, T., Nagy, K., Kiss, Cs.: *Detoxification of cyanide-containing pharmaceutical wastes by hydrolisys at high temperature*, Conference proceedings Hungarian Journal of Industrial Chemistry Vol. 1. (1999), pp: 18-20.

- [134] Timár, I., Horváth, P., Lisztes, I., Borbély, T: *Nanoszerkezetű acél kutatási eredményei*, Erdélyi Magyar Műszaki Tudományos Társaság, XIX. Országos Gépésztalálkozó, Csíksomlyó, 2011. április 28 – május 1., pp: 368-371.
- [135] Ködmön, I., Timár, I., Lisztes, I., Borbély, T: *Speciális gyártástechnológia kifejlesztése gipsz öntőformák készítésére*, Erdélyi Magyar Műszaki Tudományos Társaság, XIX. Országos Gépésztalálkozó, Csíksomlyó, 2011. április 28 – május 1., pp: 216-219.
- [136] Timár, I., Lisztes, I., Borbély, T: *A DFM-módszer alkalmazása a terméktervezésben*, Erdélyi Magyar Műszaki Tudományos Társaság, XVIII. Országos Gépésztalálkozó, Nagybánya, 2010. április 22-25., pp: 444-447.
- [137] Ködmön, I., Timár, I., Handa, L., Borbély, T: *Változtatható geometriájú gipszmagok modellezése és új gyártástechnológiájának kifejlesztése*, Erdélyi Magyar Műszaki Tudományos Társaság, XVIII. Országos Gépésztalálkozó, Nagybánya, 2010. április 22-25., pp: 241-244.

FÜGGELÉK

F1 Függelék: A hőterjedés általános differenciálegyenlete

A hőterjedés általános differenciálegyenletének bemutatása Jászay, T. [94] által levezetett összefüggések alapján történik.

A V térfogatú térrészben lévő anyag fajlagos energiái:

- térfogategységre vonatkoztatott, fajlagos entalpia

$$u_h = i \rho = c t \rho \left[\frac{\text{J}}{\text{m}^3} \right], \quad (196)$$

ahol i tömegegységre vonatkoztatott entalpia [J/kg], ρ sűrűség [kg/m³], c fajhő [J/kgK], t hőmérséklet [°C],

- térfogategységre vonatkoztatott, fajlagos mozgási energia

$$u_k = \rho \frac{w^2}{2} \left[\frac{\text{J}}{\text{m}^3} \right], \quad (197)$$

ahol w sebesség [m/s].

A hőterjedés általános differenciálegyenlete

$$\underbrace{\frac{d}{d\tau} \iiint_{(V)} (u_h + u_k) dV}_{\text{a } V \text{ térfogatú térrész energiataalmának } d\tau \text{ idő alatti teljes megváltozása}} = \underbrace{- \oiint_{(A)} \dot{\underline{q}} \cdot \underline{n} dA}_{\text{a bejövő hőáram}} + \underbrace{\iiint_{(V)} \rho \underline{g} \cdot \underline{w} dV}_{\text{a térerők teljesítménye}} + \underbrace{\iiint_{(V)} q_v dV}_{\text{a hőforrások és nyelők hőárama}} + \underbrace{\oiint_{(A)} p \underline{w} \cdot \underline{n} dA}_{\text{a felszínre ható erők teljesítménye}}, \quad (198)$$

ahol $\dot{\underline{q}}$ hőáramsűrűség vektor [W/m²], \underline{g} térerővektor [m/s²], q_v térfogati hőáramsűrűség [W/m³], p nyomás [Pa], \underline{n} a dA felületelem kifelé mutató normál-egységvektora [-].

Az egyenlet bal oldalának kibontása

$$\underbrace{\frac{d}{d\tau} \iiint_{(V)} (u_h + u_k) dV}_{\text{a V térfogatú térrész energiataalmának } d\tau \text{ idő alatti teljes megváltozása}} = \underbrace{\iiint_{(V)} \frac{\partial}{\partial \tau} \left[\rho \left(c t + \frac{w^2}{2} \right) dV}_{\text{a V térfogatú térrészben pillanatnyilag tartózkodó anyag energiataalmának } d\tau \text{ idő alatti, idő szerinti megváltozása}} + \underbrace{\iint_{(A)} \rho \left(c t + \frac{w^2}{2} \right) \underline{w} \cdot \underline{n} dA}_{\text{a V térfogatú térrészbe a határoló (A) felületen beáramlás és abból kiáramló közeg által szállított energiaáramok előjeles összege}} \quad (199)$$

A hőáramsűrűség vektor

$$\underline{\dot{q}} = -\lambda \cdot \text{grad}(t), \quad (200)$$

ahol λ hővezetési tényező [W/mK].

Az (196)...(200) egyenletek összevonásával

$$\begin{aligned} & \iiint_{(V)} \frac{\partial}{\partial \tau} \left[\rho \left(c t + \frac{w^2}{2} \right) dV + \iint_{(A)} \rho \left(c t + \frac{w^2}{2} \right) \underline{w} \cdot \underline{n} dA = \right. \\ & \left. - \iint_{(A)} -\lambda \text{ grad}(t) \cdot \underline{n} dA + \iiint_{(V)} \rho \underline{g} \cdot \underline{w} dV + \iiint_{(V)} q_v dV + \iint_{(A)} p \underline{w} \cdot \underline{n} dA. \right. \end{aligned} \quad (201)$$

Vezessük be a következő egyszerűsítéseket:

- $u_k \ll u_h$, ezért u_k elhanyagolható, nyugvó közegeknél $u_k = 0$,
- a térerők teljesítményét elhanyagoljuk,
- a hőforrások és nyelőket kizárjuk,
- a felszínre ható erők teljesítményét elhanyagoljuk.

Ezek után marad

$$\iiint_{(V)} \frac{\partial}{\partial \tau} (\rho c t) dV + \iint_{(A)} (\rho c t \underline{w}) \cdot \underline{n} dA = \iint_{(A)} \lambda \text{ grad}(t) \cdot \underline{n} dA. \quad (202)$$

A Gauss-Osztrogradszkij tételt alkalmazva a felületi integrálokra

$$\iiint_{(V)} \frac{\partial}{\partial \tau} (\rho c t) dV + \iiint_{(V)} \operatorname{div}(\rho c t \underline{w}) dV = \iiint_{(V)} \operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad}(t)) dV. \quad (203)$$

Ebből az integrál elhagyása után kapjuk a Fourier-Kirchoff energiaegyenletet

$$\frac{\partial}{\partial \tau} (\rho c t) + \operatorname{div}(\rho c t \underline{w}) - \lambda \operatorname{div}(\operatorname{grad}(t)) = 0. \quad (204)$$

Ha a közeg homogén, izotróp (vagyis $\lambda = \text{áll.}$, $\rho = \text{áll.}$, $c = \text{áll.}$), akkor

$$\rho c \frac{\partial t}{\partial \tau} + \rho c \operatorname{div}(t \underline{w}) - \lambda \operatorname{div}(\operatorname{grad}(t)) = 0. \quad (205)$$

Rendezve

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + \operatorname{div}(t \underline{w}) = \frac{\lambda}{\rho c} \operatorname{div}(\operatorname{grad}(t)). \quad (206)$$

A hődiffúzitási tényező

$$a = \frac{\lambda}{\rho c} \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right]. \quad (207)$$

Ennek behelyettesítésével

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + \underline{w} \operatorname{grad}(t) + t \operatorname{div}(\underline{w}) = a \operatorname{div}(\operatorname{grad}(t)). \quad (208)$$

Ha $\rho = \text{áll.}$, akkor

$$\operatorname{div}(\underline{w}) = 0, \quad (209)$$

ebből adódik végül a Fourier-Kirchoff differenciálegyenlet

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + \underline{w} \operatorname{grad}(t) = a \nabla^2 t. \quad (210)$$

F2 Függelék: Véges differenciák módszere

A véges differenciák módszere a differenciálegyenletet differenciaegyenletté alakítja. A módszer bemutatása Tóth, G. [95] és Faragó, I., Horváth, R. [96] nyomán történik.

A (210) egyenletben idő és hely szerinti deriváltak találhatóak. Tekintsük az 1D-s (egydimenziós) esetet, ekkor

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + w \frac{\partial t}{\partial x} = a \frac{\partial^2 t}{\partial x^2}. \quad (211)$$

A távolság osztása legyen Δx , az időlépés hossza legyen $\Delta \tau$.

A differenciahányadosok felső indexe (k) jelölje az időlépés, az alsó indexe (i) pedig a helykoordináta sorszámát.

A numerikus számítással végzett közelítés pontosságának rendje definíció szerint r_k , ha a közelítés hibája Δx vagy $\Delta \tau$ r_k -adik hatványával arányos.

- **Térben vagy időben előre haladó (forward), elsőrendű differenciasémák az első deriváltak közelítésére** (első rendben pontosak)

$$\left| \frac{\Delta t}{\Delta x} \right|_{i,i+1}^k = \frac{t_{i+1}^k - t_i^k}{\Delta x}, \quad \left| \frac{\Delta t}{\Delta \tau} \right|_i^{k,k+1} = \frac{t_i^{k+1} - t_i^k}{\Delta \tau}. \quad (212)$$

- **Térben vagy időben hátrafelé haladó (backward), elsőrendű differenciasémák az első deriváltak közelítésére** (első rendben pontosak)

$$\left| \frac{\Delta t}{\Delta x} \right|_{i-1,i}^k = \frac{t_i^k - t_{i-1}^k}{\Delta x}, \quad \left| \frac{\Delta t}{\Delta \tau} \right|_i^{k-1,k} = \frac{t_i^k - t_i^{k-1}}{\Delta \tau}. \quad (213)$$

- **Térben vagy időben centrális (centred), elsőrendű differenciasémák az első deriváltak közelítésére** (másod rendben pontosak)

$$\left| \frac{\Delta t}{\Delta x} \right|_{i-1,i+1}^k = \frac{1}{2} \left(\left| \frac{\Delta t}{\Delta x} \right|_{i-1,i}^k + \left| \frac{\Delta t}{\Delta x} \right|_{i,i+1}^k \right) = \frac{1}{2} \left(\frac{t_i^k - t_{i-1}^k}{\Delta x} + \frac{t_{i+1}^k - t_i^k}{\Delta x} \right) = \frac{t_{i+1}^k - t_{i-1}^k}{2\Delta x}, \quad (214)$$

$$\left| \frac{\Delta t}{\Delta \tau} \right|_i^{k-1, k+1} = \frac{1}{2} \left(\left| \frac{\Delta t}{\Delta \tau} \right|_i^{k-1, k} + \left| \frac{\Delta t}{\Delta \tau} \right|_i^{k, k+1} \right) = \frac{1}{2} \left(\frac{t_i^k - t_i^{k-1}}{\Delta \tau} + \frac{t_i^{k+1} - t_i^k}{\Delta \tau} \right) = \frac{t_i^{k+1} - t_i^{k-1}}{2\Delta \tau}.$$

- **Térben centrális (centred), másodrendű differenciaséma a hely szerinti második derivált közelítésére** (másod rendben pontos)

$$\left| \frac{\Delta^2 t}{\Delta x^2} \right|_i^k = \frac{\left| \frac{\Delta t}{\Delta x} \right|_{i, i+1}^k - \left| \frac{\Delta t}{\Delta x} \right|_{i-1, i}^k}{\Delta x} = \frac{\frac{t_{i+1}^k - t_i^k}{\Delta x} - \frac{t_i^k - t_{i-1}^k}{\Delta x}}{\Delta x} = \frac{t_{i-1}^k - 2t_i^k + t_{i+1}^k}{\Delta x^2}. \quad (215)$$

A (211) differenciálegyenlet véges differenciák segítségével történő megoldására explicit és implicit módszerek léteznek.

Az explicit módszerek egy jövőbeni és több jelenbeli, vagy múltbeli hőmérsékleti érték között írnak fel összefüggést. A jövőbeni hőmérsékleti érték egyszerűen kifejezhető a többi hőmérsékleti értékkel, de a numerikus stabilitásnak feltétele az időlépés és a távolságosztás közötti összefüggés betartása.

Az implicit módszerek több jövőbeni és több jelenbeli, vagy múltbeli hőmérsékleti érték között írnak fel összefüggést. A jövőbeni hőmérsékleti értékek csak lineáris egyenletrendszer megoldásaként fejezhetők ki a többi hőmérsékleti értékkel, a numerikus stabilitásnak gyakran nincs feltétele, ezért nagyobb időlépések választhatók.

Nyugvó közegben (pl. a szilárd hőtároló anyagban) történő hőterjedést leíró módszerek

A hőterjedést nyugvó közegben, 1D-ben leíró egyenlet a (211) egyenletből $w=0$ behelyettesítéssel következik

$$\frac{\partial t_s}{\partial \tau} = a_s \frac{\partial^2 t_s}{\partial x^2}, \quad (216)$$

ahol t_s a szilárd hőtároló anyag hőmérséklete [$^{\circ}\text{C}$], a_s a szilárd hőtároló anyag hődiffúziós tényezője [m^2/s].

Az egyenlet lehetséges diszkrétizálási módszerei közül numerikusan stabilak a következőkben felsoroltak.

A. Explicit módszerek

- FTCS-módszer (Forward in Time, Centred in Space)

$$\frac{t_{s,i}^{k+1} - t_i^k}{\Delta\tau} = a_s \frac{t_{s,i-1}^k - 2t_{s,i}^k + t_{s,i+1}^k}{\Delta x^2}, \quad (217)$$

ahol $t_{s,i}^k$ a szilárd hőtároló anyag hőmérséklete az i -edik osztópontban, a k -adik időpillanatban [$^{\circ}\text{C}$],

$$t_{s,i}^{k+1} - t_{s,i}^k = \frac{a_s \Delta\tau}{\Delta x^2} (t_{s,i-1}^k - 2t_{s,i}^k + t_{s,i+1}^k). \quad (218)$$

A Fourier-szám

$$Fo = \frac{a_s \Delta\tau}{\Delta x^2}. \quad (219)$$

Behelyettesítve és rendezve

$$t_{s,i}^{k+1} = Fo t_{s,i-1}^k + (1 - 2Fo)t_{s,i}^k + Fo t_{s,i+1}^k. \quad (220)$$

A hőmérséklet-eloszlás számításának felírása mátrixos formában

$$\underline{t}_s^{k+1} = \underline{\underline{K}}_s \underline{t}_s^k, \quad (221)$$

$$\begin{bmatrix} t_{s,1}^{k+1} \\ t_{s,2}^{k+1} \\ \vdots \\ t_{s,i}^{k+1} \\ \vdots \\ t_{s,n+1}^{k+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{1,1} & K_{1,2} & 0 & \vdots & 0 & 0 \\ Fo & (1-2Fo) & Fo & \vdots & 0 & 0 \\ 0 & Fo & (1-2Fo) & \vdots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \vdots & (1-2Fo) & Fo \\ 0 & 0 & 0 & \vdots & K_{n+1,n} & K_{n+1,n+1} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} t_{s,1}^k \\ t_{s,2}^k \\ \vdots \\ t_{s,i}^k \\ \vdots \\ t_{s,n+1}^k \end{bmatrix}. \quad (222)$$

$K_{1,1}$, $K_{1,2}$, $K_{n+1,n}$ és $K_{n+1,n+1}$ értékeibe bevihetők a peremfeltételek, vagy ezeket az értékeket külön, más módszerrel kell számítani. Az FTCS módszer $Fo \leq 0,5$ feltétellel stabil, időben első, térben másod rendben pontos.

- **Du Fort-Frankel módszer**

$$\frac{t_{s,i}^{k+1} - t_{s,i}^{k-1}}{2 \cdot \Delta\tau} = a_s \frac{t_{s,i-1}^k - (t_{s,i}^{k-1} + t_{s,i}^{k+1}) + t_{s,i+1}^k}{\Delta x^2}, \quad (223)$$

$$t_{s,i}^{k+1} = \frac{1-2Fo}{1+2Fo} t_{s,i}^{k-1} + \frac{2Fo}{1+2Fo} (t_{s,i-1}^k + t_{s,i+1}^k). \quad (224)$$

A Du Fort-Frankel módszer feltétel nélkül stabil, időben és térben másod rendben pontos.

B. Implicit módszerek

- **Teljesen implicit módszer**

$$\frac{t_{s,i}^{k+1} - t_{s,i}^k}{\Delta\tau} = a_s \frac{t_{s,i-1}^{k+1} - 2t_{s,i}^{k+1} + t_{s,i+1}^{k+1}}{\Delta x^2}, \quad (225)$$

$$-Fo t_{s,i-1}^{k+1} + (1+2Fo)t_{s,i}^{k+1} - Fo t_{s,i+1}^{k+1} = t_{s,i}^k. \quad (226)$$

A hőmérséklet-eloszlás számításának felírása mátrixos formában

$$\underline{\underline{K}}_s \underline{t}_s^{k+1} = \underline{t}_s^k, \quad (227)$$

$$\begin{bmatrix} K_{1,1} & K_{1,2} & 0 & \vdots & 0 & 0 \\ -Fo & (1+2Fo) & -Fo & \vdots & 0 & 0 \\ 0 & -Fo & (1+2Fo) & \vdots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \vdots & (1+2Fo) & -Fo \\ 0 & 0 & 0 & \vdots & K_{n+1,n} & K_{n+1,n+1} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} t_{s,1}^{k+1} \\ t_{s,2}^{k+1} \\ \vdots \\ t_{s,i}^{k+1} \\ \vdots \\ t_{s,n+1}^{k+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} t_{s,1}^k \\ t_{s,2}^k \\ \vdots \\ t_{s,i}^k \\ \vdots \\ t_{s,n+1}^k \end{bmatrix}. \quad (228)$$

$K_{1,1}$, $K_{1,2}$, $K_{n+1,n}$ és $K_{n+1,n+1}$ értékeibe bevihetők a peremfeltételek, vagy ezeket az értékeket külön, más módszerrel kell számítani.

Rendezve

$$\underline{t}_s^{k+1} = \text{inv}(\underline{K}_s) \underline{t}_s^k. \quad (229)$$

A teljesen implicit módszer feltétel nélkül stabil, időben első, térben másod rendben pontos.

- **Crank-Nicholson módszer**

$$\frac{t_{s,i}^{k+1} - t_{s,i}^k}{\Delta\tau} = \frac{a_s}{2} \left(\frac{t_{s,i-1}^k - 2t_{s,i}^k + t_{s,i+1}^k}{\Delta x^2} + \frac{t_{s,i-1}^{k+1} - 2t_{s,i}^{k+1} + t_{s,i+1}^{k+1}}{\Delta x^2} \right), \quad (230)$$

$$-\frac{1}{2}Fo t_{s,i-1}^{k+1} + (1+Fo)t_{s,i}^{k+1} - \frac{1}{2}Fo t_{s,i+1}^{k+1} = \frac{1}{2}Fo t_{s,i-1}^k + (1-Fo)t_{s,i}^k + \frac{1}{2}Fo t_{s,i+1}^k. \quad (231)$$

A Crank-Nicholson módszer feltétel nélkül stabil, időben és térben másod rendben pontos.

Áramló közegben (pl. a hőhordozó közegben) történő hőterjedést leíró módszerek abban az esetben, amikor a hővezetés hatása elhanyagolható a konvekcióhoz képest

A hőterjedést 1D-ben leíró egyenlet a (211) egyenletből ekkor

$$\frac{\partial t_f}{\partial \tau} + w_f \frac{\partial t_f}{\partial x} = 0, \quad (232)$$

ahol t_f az áramló hőhordozó közeg hőmérséklete [$^{\circ}\text{C}$], w_f az áramló hőhordozó közeg átlagsebessége az áramlási csatornában [m/s].

A numerikusan stabil diskretizálási módszerek a következőkben felsoroltak.

A. Explicit módszerek

- **Leapfrog módszer**

$$\frac{t_{f,i}^{k+1} - t_{f,i}^{k-1}}{2\Delta\tau} + w_f \frac{t_{f,i+1}^k - t_{f,i-1}^k}{2\Delta x} = 0, \quad (233)$$

ahol $t_{f,i}^k$ az áramló hőhordozó közeg hőmérséklete az i -edik osztópontban, a k -adik időpillanatban [$^{\circ}\text{C}$].

Átrendezve

$$t_{f,i}^{k+1} - t_{f,i}^{k-1} + \frac{w_f \cdot \Delta\tau}{\Delta x} (t_{f,i+1}^k - t_{f,i-1}^k) = 0. \quad (234)$$

A Courant-szám

$$C = \frac{w_f \Delta\tau}{\Delta x}. \quad (235)$$

Behelyettesítve és rendezve

$$t_{f,i}^{k+1} = t_{f,i}^{k-1} + C t_{f,i-1}^k - C t_{f,i+1}^k. \quad (236)$$

A Leapfrog módszer $C < 1$ feltétellel stabil, időben és térben másod rendben pontos.

- **Áramlásirányú (upwind) módszer (a hely szerinti differenciaséma backward típusú)**

$$\frac{t_{f,i}^{k+1} - t_{f,i}^k}{\Delta\tau} + w_f \frac{t_{f,i}^k - t_{f,i-1}^k}{\Delta x} = 0, \quad (237)$$

$$t_{f,i}^{k+1} = C t_{f,i-1}^k + (1-C)t_{f,i}^k. \quad (238)$$

Az upwind módszer $C < 1$ feltétellel stabil, időben és térben első rendben pontos. A sebességvektornak növekvő pozitív x-irányba kell mutatnia!

B. Implicit módszerek

- **Teljesen implicit módszer**

$$\frac{t_{f,i}^{k+1} - t_{f,i}^k}{\Delta\tau} + w_f \frac{t_{f,i+1}^{k+1} - t_{f,i-1}^{k+1}}{2\Delta x} = 0, \quad (239)$$

$$-\frac{C}{2} t_{f,i-1}^{k+1} + t_{f,i}^{k+1} + \frac{C}{2} t_{f,i+1}^{k+1} = t_{f,i}^k. \quad (240)$$

A teljesen implicit módszer feltétel nélkül stabil, időben első, térben másod rendben pontos.

- **Crank-Nicholson módszer**

$$\frac{t_{f,i}^{k+1} - t_{f,i}^k}{\Delta\tau} + w_f \frac{1}{2} \left(\frac{t_{f,i+1}^k - t_{f,i-1}^k}{2\Delta x} + \frac{t_{f,i+1}^{k+1} - t_{f,i-1}^{k+1}}{2\Delta x} \right) = 0, \quad (241)$$

$$-\frac{C}{4} t_{f,i-1}^{k+1} + t_{f,i}^{k+1} + \frac{C}{4} t_{f,i+1}^{k+1} = \frac{C}{4} t_{f,i-1}^k + t_{f,i}^k - \frac{C}{4} t_{f,i+1}^k. \quad (242)$$

A Crank-Nicholson módszer feltétel nélkül stabil, időben és térben másod rendben pontos.

Áramló közegben történő hőterjedést leíró módszerek abban az esetben, ha a hővezetés hatása nem hanyagolható el a konvekcióhoz képest

A hőterjedést 1D-ben leíró egyenlet a (211) egyenletből ekkor

$$\frac{\partial t_f}{\partial \tau} + w_f \frac{\partial t_f}{\partial x} = a_f \frac{\partial^2 t_f}{\partial x^2}, \quad (243)$$

ahol a_f az áramló hőhordozó közeg hődiffúziós tényezője [m^2/s].

A numerikusan stabil diszkretizálási módszerek a következőkben felsoroltak.

A. Explicit módszer: FTCS módszer

$$\frac{t_{f,i}^{k+1} - t_{f,i}^k}{\Delta\tau} + w_f \frac{t_{f,i+1}^k - t_{f,i-1}^k}{2\Delta x} = a_f \frac{t_{f,i-1}^k - 2t_{f,i}^k + t_{f,i+1}^k}{\Delta x^2}, \quad (244)$$

$$t_{f,i}^{k+1} = \left(Fo + \frac{C}{2} \right) t_{f,i-1}^k + (1 - 2Fo) t_{f,i}^k + \left(Fo - \frac{C}{2} \right) t_{f,i+1}^k. \quad (245)$$

Az FTCS módszer $C^2 \leq 2Fo \leq 1$ esetében stabil, időben első, térben másod rendben pontos. A pontosság feltétele még: $C^2 \ll 2Fo$.

B. Implicit módszer: Crank-Nicholson módszer

$$\frac{t_{f,i}^{k+1} - t_{f,i}^k}{\Delta\tau} + w_f \frac{1}{2} \left(\frac{t_{f,i+1}^k - t_{f,i-1}^k}{2\Delta x} + \frac{t_{f,i+1}^{k+1} - t_{f,i-1}^{k+1}}{2\Delta x} \right) = a_f \frac{1}{2} \left(\frac{t_{f,i-1}^k - 2 \cdot t_{f,i}^k + t_{f,i+1}^k}{\Delta x^2} + \frac{t_{f,i-1}^{k+1} - 2 \cdot t_{f,i}^{k+1} + t_{f,i+1}^{k+1}}{\Delta x^2} \right), \quad (246)$$

$$\begin{aligned}
& -\left(\frac{Fo}{2} + \frac{C}{4}\right)t_{f,i-1}^{k+1} + (1+Fo)t_{f,i}^{k+1} - \left(\frac{Fo}{2} - \frac{C}{4}\right)t_{f,i+1}^{k+1} = \\
& \left(\frac{Fo}{2} + \frac{C}{4}\right)t_{f,i-1}^k + (1-Fo)t_{f,i}^k + \left(\frac{Fo}{2} - \frac{C}{4}\right)t_{f,i+1}^k.
\end{aligned} \tag{247}$$

A Crank-Nicholson módszer feltétel nélkül stabil, időben és térben másod rendben pontos. A pontosság feltétele még: $C/Fo < 2$.

F3 Függelék: A golyótöltetes hőtárolóban történő hőterjedést leíró differenciálegyenletek diszkretizálása

A hőhordozó közegben történő hőterjedést leíró differenciálegyenlet diszkretizálására az áramlásirányú (upwind) módszert alkalmaztam (F2 Függelék)

$$\frac{t_{f,i}^{k+1} - t_{f,i}^k}{\Delta\tau} + w_f \frac{t_{f,i}^k - t_{f,i-1}^k}{\Delta x} = \frac{\alpha_f a_p}{\varepsilon \rho_f c_f} (t_{s,i}^k - t_{f,i}^k), \quad (248)$$

$$t_{f,i}^{k+1} - t_{f,i}^k + \frac{w_f \Delta\tau}{\Delta x} (t_{f,i}^k - t_{f,i-1}^k) = \frac{\alpha_f a_p \Delta\tau}{\varepsilon \rho_f c_f} (t_{s,i}^k - t_{f,i}^k). \quad (249)$$

A Courant-szám

$$C = \frac{w_f \Delta\tau}{\Delta x}. \quad (250)$$

Vezessük be a B_{fp} hőátadási peremfeltétel együtthatót

$$B_{fp} = \frac{\alpha_f a_p \Delta\tau}{\varepsilon \rho_f c_f}. \quad (251)$$

A Courant-szám és a B_{fp} együttható behelyettesítésével

$$t_{f,i}^{k+1} - t_{f,i}^k + C(t_{f,i}^k - t_{f,i-1}^k) = B_{fp}(t_{s,i}^k - t_{f,i}^k), \quad (252)$$

$$t_{f,i}^{k+1} = t_{f,i}^k - C(t_{f,i}^k - t_{f,i-1}^k) + B_{fp}(t_{s,i}^k - t_{f,i}^k), \quad (253)$$

$$t_{f,i}^{k+1} = C t_{f,i-1}^k + (1 - C - B_{fp}) t_{f,i}^k + B_{fp} t_{s,i}^k. \quad (254)$$

Peremfeltétel a hőhordozó közeg belépésénél a töltés során

$$t_{f,1}^{k+1} = t_{f,1}^k = t_{f,tk}. \quad (255)$$

A hőhordozó közeg kilépésénél nincs szükség peremfeltételre.

A hőhordozó közeg kiindulási hőmérséklet-eloszlását megadó kezdeti feltétel

$$\underline{t}_f^1 = \begin{bmatrix} t_{f,1}^1 \\ t_{f,2}^1 \\ \vdots \\ t_{f,i}^1 \\ \vdots \\ t_{f,n+1}^1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} t_{f,tk} \\ t_{s,tk} \\ \vdots \\ t_{s,tk} \\ \vdots \\ t_{s,tk} \end{bmatrix}. \quad (256)$$

A hőhordozó közeg hőmérséklet-eloszlásának számítása a hőhordozó közeg belépésénél érvényes peremfeltételt is tartalmazó, mátrixos formában

$$\begin{bmatrix} t_{f,1}^{k+1} \\ t_{f,2}^{k+1} \\ \vdots \\ t_{f,i}^{k+1} \\ \vdots \\ t_{f,n+1}^{k+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & \vdots & 0 & 0 \\ C & (1-C-B_{fp}) & 0 & \vdots & 0 & 0 \\ 0 & C & (1-C-B_{fp}) & \vdots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \vdots & (1-C-B_{fp}) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \vdots & C & (1-C-B_{fp}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} t_{f,1}^k \\ t_{f,2}^k \\ \vdots \\ t_{f,i}^k \\ \vdots \\ t_{f,n+1}^k \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \cdot t_{s,1}^k \\ B_f \cdot t_{s,2}^k \\ \vdots \\ B_f \cdot t_{s,i}^k \\ \vdots \\ B_f \cdot t_{s,n+1}^k \end{bmatrix}. \quad (257)$$

Az upwind módszer $C < 1$ feltétellel stabil, időben és térben első rendben pontos. A sebességvektor növekvő pozitív x-irányba mutat!

A szilárd hőtároló anyagban történő hőterjedést leíró differenciálegyenlet diszkretizálására az FTCS-módszert alkalmaztam (F2 Függelék)

$$\frac{t_{s,i}^{k+1} - t_i^k}{\Delta\tau} = a_{ps} \frac{t_{s,i-1}^k - 2t_{s,i}^k + t_{s,i+1}^k}{\Delta x^2} + \frac{\alpha_f a_p}{(1-\varepsilon) \rho_s c_s} (t_{f,i}^k - t_{s,i}^k), \quad (258)$$

$$t_{s,i}^{k+1} - t_i^k = \frac{a_{sp} \Delta\tau}{\Delta x^2} (t_{s,i-1}^k - 2t_{s,i}^k + t_{s,i+1}^k) + \frac{\alpha_f a_p \Delta\tau}{(1-\varepsilon) \rho_s c_s} (t_{f,i}^k - t_{s,i}^k). \quad (259)$$

A Fourier-szám

$$Fo = \frac{a_{sp} \Delta\tau}{\Delta x^2}. \quad (260)$$

Vezessük be a B_{sp} hőátadási peremfeltétel együtthatót

$$B_{sp} = \frac{\alpha_f a_p \Delta\tau}{(1-\varepsilon) \rho_s c_s}. \quad (261)$$

A Fourier-szám és a B_{sp} együttható behelyettesítésével

$$t_{s,i}^{k+1} - t_i^k = Fo (t_{s,i-1}^k - 2t_{s,i}^k + t_{s,i+1}^k) + B_{sp} (t_{f,i}^k - t_{s,i}^k), \quad (262)$$

$$t_{s,i}^{k+1} = Fo t_{s,i-1}^k + (1 - 2Fo - B_{sp}) t_{s,i}^k + Fo t_{s,i+1}^k + B_{sp} t_{f,i}^k. \quad (263)$$

Peremfeltétel a hőhordozó közeg belépésénél a töltés során

$$t_{s,0}^k = t_{s,1}^k. \quad (264)$$

Peremfeltétel a hőhordozó közeg kilépésénél a töltés során

$$t_{s,n+2}^k = t_{s,n+1}^k. \quad (265)$$

A szilárd hőtároló anyag kiindulási hőmérséklet-eloszlását megadó kezdeti feltétel

$$\underline{t}_s^1 = \begin{bmatrix} t_{s,1}^1 \\ t_{s,2}^1 \\ \vdots \\ t_{s,i}^1 \\ \vdots \\ t_{s,n+1}^1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} t_{s,tk} \\ t_{s,tk} \\ \vdots \\ t_{s,tk} \\ \vdots \\ t_{s,tk} \end{bmatrix}. \quad (266)$$

A szilárd hőtároló anyag hőmérséklet-eloszlásának számítása a hőhordozó közeg belépésénél és kilépésénél érvényes peremfeltételeket is tartalmazó, mátrixos formában

$$\begin{bmatrix} t_{s,1}^{k+1} \\ t_{s,2}^{k+1} \\ \vdots \\ t_{s,i}^{k+1} \\ \vdots \\ t_{s,n+1}^{k+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (1-Fo-B_{sp}) & Fo & 0 & \vdots & 0 & 0 \\ Fo & (1-2Fo-B_{sp}) & Fo & \vdots & 0 & 0 \\ 0 & Fo & (1-2Fo-B_{sp}) & \vdots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \vdots & (1-2Fo-B_{sp}) & Fo \\ 0 & 0 & 0 & \vdots & Fo & (1-Fo-B_{sp}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} t_{s,1}^k \\ t_{s,2}^k \\ \vdots \\ t_{s,i}^k \\ \vdots \\ t_{s,n+1}^k \end{bmatrix} + B_s \begin{bmatrix} t_{f,1}^k \\ t_{f,2}^k \\ \vdots \\ t_{f,i}^k \\ \vdots \\ t_{f,n+1}^k \end{bmatrix} \quad (267)$$

Az FTCS módszer $Fo \leq 0,5$ feltétellel stabil, időben első, térben másod rendben pontos.

A fenti egyenletekben szereplő anyagjellemzőket a hőhordozó közeg és a szilárd hőtároló anyag töltés alatti számtani közepes hőmérsékletein vettem

$$t_{f,köz} = \frac{t_{f,tk} + t_{f,tv}}{2}, \quad (268)$$

$$t_{s,köz} = \frac{t_{s,tk} + t_{s,tv}}{2}. \quad (269)$$

(Ürítéskor ugyanezekkel a közepes hőmérsékletekkel lehet számolni.)

F4 Függelék: Az optimális kialakítású, levegő hőhordozó közegű csőcsatornás hőtároló megtérülési idejének becslése

Minden új konstrukciójú berendezéssel kapcsolatban felmerül a kérdés: vajon mennyi idő alatt térül meg?

A dolgozatnak nem volt célja költség szempontú optimum keresése. A levegő hőhordozó közegű csőcsatornás hőtároló összehatásfok szempontjából optimális változatának megtérülési idejére vonatkozó, közelítő számítás elvégzése azonban mégis szükségesnek mutatkozott.

A hőtároló K_{ber} beruházási költsége a következő összefüggéssel számítható

$$K_{ber} = K_{alap} + K_{tégla} + K_{ép,t} + K_{szig} + K_{ép,szig}, \quad (270)$$

ahol K_{alap} az alapozás költsége [Ft], $K_{tégla}$ a magnezit téglák anyagköltsége [Ft], $K_{ép,t}$ a téglák falazat építési költsége [Ft], K_{szig} a hőszigetelés anyagköltsége [Ft], $K_{ép,szig}$ a hőszigetelés építési költsége [Ft].

A fenti összefüggés fajlagos költségekkel felírva

$$\begin{aligned} K_{ber} &= k_{alap} V_{alap} + k_{tégla} m_s + k_{ép,t} m_s + k_{szig} V_{szig} + k_{ép,szig} V_{szig} \\ &= k_{alap} V_{alap} + (k_{tégla} + k_{ép,t}) m_s + (k_{szig} + k_{ép,szig}) V_{szig}, \end{aligned} \quad (271)$$

ahol k_{alap} az alapozás térfogati fajlagos költsége [Ft/m³], V_{alap} a beton alap térfogata [m³], $k_{tégla}$ a magnezit téglák tömegfajlagos anyagköltsége [Ft/kg], m_s a magnezit téglák tömege [kg], $k_{ép,t}$ a téglák falazat tömegfajlagos építési költsége [Ft/kg], k_{szig} a hőszigetelés térfogati fajlagos anyagköltsége [Ft/m³], V_{szig} a külső és belső hőszigetelés együttes térfogata [m³], $k_{ép,szig}$ a hőszigetelés térfogati fajlagos építési költsége [Ft/m³].

Mivel a tervezett hőtároló hőtároló évi három feltöltési-ürítési ciklussal üzemel, az üzemidő 50%-ában töltődik, 50%-ában ürül, a K_{ber} beruházási költség és a τ_{mt} megtérülési idő közötti összefüggés tehát a következők szerint alakul

$$K_{ber} = 0,5 \dot{Q}_f \eta_o k_{hő} \tau_{mt}, \quad (272)$$

ahol \dot{Q}_f a hőtárolóba (egyenletesen) betöltött hőáram a töltési periódusban [W], η_{δ} a hőtároló összhatásfoka [-], $k_{h\delta}$ a hőenergia fajlagos ára földgáz esetén [Ft/J], τ_{mt} megtérülési idő [s].

A τ_{mt} megtérülési idő

$$\tau_{mt} = \frac{K_{ber}}{0,5 \dot{Q}_f \eta_{\delta} k_{h\delta}}. \quad (273)$$

A számításokhoz Árpád, I. [53] által közölt költségadatokat használtam fel: $k_{alap}=30\,000 \text{ Ft/m}^3$, $k_{tégla}=21\,000 \text{ Ft/t}$, $k_{ép,t}=10\,500 \text{ Ft/t}$, $k_{szig}=54\,000 \text{ Ft/m}^3$, $k_{ép,szig}=27\,000 \text{ Ft/m}^3$, $k_{h\delta}=3 \text{ Ft/MJ}$.

A hőtároló K_{ber} beruházási költsége

$$\begin{aligned} K_{ber} &= 30000 \frac{\text{Ft}}{\text{m}^3} \cdot 848,4 \text{m}^3 + (21000 \frac{\text{Ft}}{\text{t}} + 10500 \frac{\text{Ft}}{\text{t}}) 33678 \text{t} + \\ &+ (54000 \frac{\text{Ft}}{\text{m}^3} + 27000 \frac{\text{Ft}}{\text{m}^3}) 6446 \text{m}^3 = \\ &= 25,452 \text{ MFt} + 1060,857 \text{ MFt} + 522,126 \text{ MFt} = \underline{\underline{1608,435 \text{ MFt}}} \end{aligned} \quad (274)$$

A τ_{mt} megtérülési idő

$$\tau_{mt} = \frac{1608,435 \cdot 10^6 \text{ Ft}}{0,5 \cdot 2 \text{ MW} \cdot 0,8083 \cdot 3 \frac{\text{Ft}}{\text{MJ}}} = 663,3 \cdot 10^6 \text{ s} = \underline{\underline{21,03 \text{ év}}}. \quad (275)$$

Számításaim csupán az anyagköltségre és az építési költségre szorítkoztak (az üzemeltetés energiahányadát az összhatásfok figyelembe veszi). Nem számoltam a tervezés, az engedélyeztetés, a karbantartás költségeivel, a beruházási költség diszkontálásával, a hőtároló gépészeti részének beruházási költségeivel, továbbá a szükséges kollektormező és az átmeneti hőtároló beruházási és üzemeltetési költségeivel. Ezek közül a kollektormező beruházási költsége nem növeli teljes egészében a valós megtérülési időt, hiszen a kollektormező kb. 6 hónapon keresztül közvetlenül felhasznált (a szezonális hőtárolóba be nem vezetett) hőt is szolgáltat (lásd 38. ábra).

Köszönetnyilvánítás

Egy doktori disszertáció elkészítése hosszú időbe telik, rengeteg munkát, kitartást igényel a jelölt részéről és messzemenő támogatást a szakmai és családi környezettől.

Mindenek előtt köszönetet mondok témavezetőmnek, Dr. Timár Imre professzor úrnak, aki mind a kutató munkában, mind a dolgozat végső formájának kialakításában és a publikációk elkészítésében is messzemenően támogatott, segített. Alapossága, szakmai és emberi hozzáállása számomra mindvégig az eredményes munka biztosítója volt.

Köszönetet mondok munkahelyi kollégáimnak, a Pannon Egyetem Géptan Intézeti Tanszék dolgozóinak, akik különböző módon valamennyien segítettek a munkámat, szakmai konzultációval, ötletekkel, tehermentesítéssel, lelki támogatással. Külön köszönöm meg Dr. Verdes Sándornak az angol nyelvi és stílusbeli korrekcióban nyújtott értékes segítségét.

Dolgozatom előzménye Árpád István, „*Energetikai berendezések hőszigetelésének optimalása. A hőtárolás kérdései a napenergia-hasznosításban.*” című PhD dolgozata volt, Dr. Timár Imre témavezetésével. Kettőnk munkája időben részben átfedéssel zajlott, Árpád Istvánnal folytatott konzultációink jelentősen segítettek a munkámat.

Köszönetet mondok feleségemnek, Fábíán Editnek, aki ez alatt a hosszú időszak alatt is biztosította a nyugodt családi hátteret.

Veszprém, 2014. július 8.

Borbély Tibor

