

Doktori (PhD) értekezés

Nyugat-magyarországi Egyetem

Simonyi Károly Műszaki, Faanyagtudományi és Művészeti Kar

Cziráki József Faanyagtudomány és Technológiák Doktori Iskola

Vezető: Prof. Dr. Tolvaj László egyetemi tanár

Doktori program: Faanyagtudomány

Programvezető: Prof. Dr. Németh Róbert

Tudományág: anyagtudomány és technológiák

## **FAHÁZAK SZEZONÁLIS HŐTÁROLÁSI LEHETŐSÉGEINEK MODELLEZÉSE**

Készítette: Horváth Tibor

Témavezető: Dr. Pásztory Zoltán

Sopron

2016

## FAHÁZAK SZEZONÁLIS HŐTÁROLÁSI LEHETŐSÉGEINEK MODELLEZÉSE

Értekezés doktori (PhD) fokozat elnyerése érdekében  
a Nyugat-magyarországi Egyetem Cziráki József Faanyagtudomány és Technológiák Doktori  
Iskolája

Faanyagtudomány programja

Írta:  
Horváth Tibor

Készült a Nyugat-magyarországi Egyetem Cziráki József Doktori Iskola

Faanyagtudomány programja keretében

Témavezető: Dr. Pásztory Zoltán  
Elfogadásra javaslom (igen / nem)  
(aláírás)

A jelölt a doktori szigorlaton ..... % -ot ért el,

Sopron, .....  
a Szigorlati Bizottság elnöke

Az értekezést bírálóként elfogadásra javaslom (igen /nem)

Első bíráló (Dr. ....) igen /nem  
(aláírás)

Második bíráló (Dr. ....) igen /nem  
(aláírás)

(Esetleg harmadik bíráló (Dr. ....) igen /nem  
(aláírás)

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

Sopron, .....  
a Bírálóbizottság elnöke

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

.....  
Az EDHT elnöke

## Kivonat

### Faházak szezonális hőtárolási lehetőségeinek modellezése

Napjainkban a lakóépületek energiahatékonysága fontos szempont azok megtervezése és üzemeltetése során, ez a faházak esetében is így van. A mérsékelt és hideg éghajlati övben, a téli időszakban az épületekben felhasznált fűtési energia fedezése a hagyományos energiaformákon kívül (szén, földgáz, kőolaj, fa, stb.) történhet megújuló energiával is, bár ezek rendelkezésre állása nem mindig egyenletes. Napenergia hasznosítás esetén célszerű a nyári időszakban megkötött fölös energiát valamilyen formában eltárolni, s a fűtési igényt részben/egészben ebből fedezni. Ilyen energiatároló rendszerek már több évtizede léteznek, s számos kutatás folyik ezekkel kapcsolatban.

Kutatásomban célul tűztem ki egy Ágfalván megépült könnyűszerkezetes faházban elhelyezett, szilárd töltetű, kísérleti, szezonális, szenzibilis hőtároló rendszer végeelem-modellezését és részben annak hőtechnikai szempontú optimalizálását. Munkám során, a felhasznált végeelem-szoftver sajátosságaiból adódóan, kidolgoztam két szűrési algoritmust, melyekkel mintegy 90%-kal csökkentettem a mérési adatokból számított felfűtési teljesítmény adatsor nagyságát, a fűtési görbe alakjának megtartása mellett, jelentősen lerövidítve a tranziens modellezés futási idejét.

Egy egyszerűsített geometriájú modell segítségével megállapítottam, hogy a hőtárolóból történő hővisszanyerés sebességének változtatása jelentős hatással van a kifűthető időszak hosszára, ugyanakkor a háromrétegű hőszigetelés középső rétegét (FOAMGLAS) érintő vastagság-növelés az említett időszakot csekély mértékben befolyásolja. Az egyszerűsített modell eredményei szerint a hőtároló hővesztesége ~30-62% a vizsgált esetekben, azonban ennek mintegy háromnegyede konvektív jellegű, így a hőtömb épületben való elhelyezésekor ez is felhasználható a lakótér fűtésére. Az egyszerűsített geometriájú modellel végzett szakaszos felfűtési kísérlet validálása rámutatott, hogy ez a modell csak a kísérleti hőtároló kvalitatív jellemzésére megfelelő.

A hőtani folyamatok pontosabb jellemzéséhez egy részletes geometriájú modellt állítottam fel, mely számos paramétert tartalmaz, így alkalmas optimalizálási feladatok futtatására. Ezzel a modellel három, egyenként 1 hetes időszakra vonatkozóan szimuláltam a hőtömb felfűtését, majd validáltam a kapott eredményeket. Megállapítottam, hogy a hőtárolóban fellépő hőtani folyamatok kvantitatív modellezéséhez elengedhetetlen az anyagjellemzők és a kezdeti hőfokeloszlás minél pontosabb megadása, utóbbihoz a hőmérő szenzorok számának és elhelyezésének alapos megtervezése szükséges.

Számításokat végeztem a hőtároló hőcserélő egységének optimalizálásával kapcsolatban, és megállapítottam, hogy az eredeti felépítéshez képest a modellezett geometriai változatok mintegy 10%-os hatásfok-javulást jelentenek, továbbá a megvalósult eset 30%-os hatásfok növekedést okozott.

## Abstract

### Modeling of seasonal thermal energy storage possibilities for wooden frame homes

Aim of this work was to study thermal processes of an experimental seasonal sensible thermal energy storage (TES) system placed in a wooden frame home near Sopron. Finite element method (FEM) applied on 3D simplified geometry showed that rate of heat withdrawal had significant effect on length of the heating period covered by TES, whereas varying the thickness of 2nd layer in the heat insulation system caused subtle changes in that. While heat leakage accounted for up to 62% of total heat loss of TES, most of that can be utilized when TES is placed inside the building. Validation of intermittent heating model and of heating model with detailed geometry showed the importance of setting correct values for material properties and for initial temperature field. Due to the high number of its parameters, detailed model can be used for optimization studies in the future. Improving efficiency of heat exchanger in TES led to ~10% enhancement for modeled variants and ~30% for applied version. Two algorithms were coded to speed up calculations, reducing size of datasets of TES heating power by ~90%.

# Tartalomjegyzék

<b>1.</b>	<b>BEVEZETÉS, A DOLGOZAT CÉLJA</b> .....	<b>7</b>
<b>2.</b>	<b>IRODALMI ÁTTEKINTÉS</b> .....	<b>9</b>
<b>2.1.</b>	<b>A hőtároló rendszerek csoportosítási lehetőségei</b> .....	<b>11</b>
<b>2.2.</b>	<b>(Termo-) kémiai TES rendszerek</b> .....	<b>12</b>
<b>2.3.</b>	<b>Látens hő tárolásán alapuló rendszerek</b> .....	<b>13</b>
<b>2.4.</b>	<b>Szenzibilis hőtároló rendszerek</b> .....	<b>14</b>
2.4.1.	Hőtárolás barlangban, víztartályban és medencében (WTES).....	16
2.4.2.	Hőtárolás víztartó rétegben (Aquifer TES, ATES).....	16
2.4.3.	Furatos hőtároló (talajban vagy sziklában, BTES).....	17
2.4.4.	Naptó (Solar Pond, SP).....	18
2.4.5.	Kisméretű szezonális hőtárolók.....	20
<b>2.5.</b>	<b>A hőtároló rendszerek modellezése</b> .....	<b>21</b>
2.5.1.	Általános jellegű modellezés.....	21
2.5.2.	Optimalizálási célú modellezés.....	21
2.5.3.	Látens hőtárolás.....	22
2.5.4.	Épülethatároló szerkezetek hőtároló funkcióval.....	22
2.5.5.	Kisméretű hőtárolók.....	23
2.5.6.	Víztározók, víztartályok.....	25
2.5.7.	Víztartó rétegben kialakított hőtárolók.....	25
2.5.8.	Furatos hőtároló rendszerek.....	25
2.5.9.	Naptavak.....	27
2.5.10.	Szoláris erőművek.....	27
2.5.11.	Exergetikai modellezés.....	28
<b>3.</b>	<b>A KÍSÉRLETI HŐTÖMB</b> .....	<b>30</b>
<b>3.1.</b>	<b>A tömb felépítése, az energia betáplálás és a hővisszanyerés elemei</b> .....	<b>30</b>
<b>3.2.</b>	<b>A tömb hőtani monitorozása, a mérési adatok feldolgozása</b> .....	<b>33</b>
<b>4.</b>	<b>A HŐTÖMB MODELLEZÉSE</b> .....	<b>42</b>
<b>4.1.</b>	<b>A modellezés körülményei</b> .....	<b>42</b>
4.1.1.	Modellezési környezet.....	42
4.1.2.	A hőtani és transzportfolyamatokat leíró összefüggések és peremfeltételek.....	42
4.1.3.	A végeelem modellben megadott anyagjellemzők.....	46
<b>4.2.</b>	<b>Egyszerűsített modell</b> .....	<b>48</b>

4.2.1.	Általános célok.....	48
4.2.2.	A szezonális hőtároló környezetére vonatkozó feltételezések .....	48
4.2.3.	Geometriai és anyagjellemzők .....	48
4.2.4.	Kezdeti és peremfeltételek.....	48
4.2.5.	A modell hálózása.....	49
4.2.6.	Vizsgált paraméterek.....	50
<b>4.3.</b>	<b>Szakaszos felfűtési kísérlet.....</b>	<b>51</b>
<b>4.4.</b>	<b>Részletes modell.....</b>	<b>52</b>
4.4.1.	A modellezés célja .....	52
4.4.2.	A modellezés körülményei .....	52
4.4.3.	A modell leírása .....	53
<b>4.5.</b>	<b>A szezonális hőtároló hőcserélőjének optimalizálása .....</b>	<b>56</b>
4.5.1.	A modellezés célja .....	56
4.5.2.	A hőcserélő modellezett és megvalósult geometriai változatai .....	56
4.5.3.	A mérés menete és a modellezés jellemzői .....	56
<b>5.</b>	<b>EREDMÉNYEK ÉS MEGVITATÁSUK.....</b>	<b>59</b>
<b>5.1.</b>	<b>Egyszerűsített modellezés .....</b>	<b>59</b>
<b>5.2.</b>	<b>Szakaszos felfűtési kísérlet.....</b>	<b>65</b>
<b>5.3.</b>	<b>Részletes modell.....</b>	<b>67</b>
<b>5.4.</b>	<b>A hőcserélő modellje .....</b>	<b>71</b>
<b>6.</b>	<b>ÖSSZEFOGLALÁS .....</b>	<b>77</b>
<b>7.</b>	<b>TÉZISEK.....</b>	<b>79</b>
<b>8.</b>	<b>KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS .....</b>	<b>80</b>
<b>9.</b>	<b>FELHASZNÁLT IRODALOM .....</b>	<b>81</b>
<b>1.</b>	<b>MELLÉKLET .....</b>	<b>90</b>
<b>2.</b>	<b>MELLÉKLET .....</b>	<b>91</b>
<b>3.</b>	<b>MELLÉKLET .....</b>	<b>93</b>
<b>4.</b>	<b>MELLÉKLET .....</b>	<b>96</b>
<b>5.</b>	<b>MELLÉKLET .....</b>	<b>99</b>
<b>6.</b>	<b>MELLÉKLET .....</b>	<b>100</b>
<b>7.</b>	<b>MELLÉKLET .....</b>	<b>101</b>
<b>8.</b>	<b>MELLÉKLET .....</b>	<b>102</b>
<b>9.</b>	<b>MELLÉKLET .....</b>	<b>104</b>

# 1. Bevezetés, a dolgozat célja

Európában a lakóépületek üzemeltetése során felhasznált energia 82%-át fűtésre és használati-melegvíz előállítására fordítják (Linder és Bhar 2007). Az elmúlt évtizedekben az energiaárak folyamatos emelkedése figyelhető meg (habár a dolgozat írásakor átmeneti olajár csökkenésnek vagyunk tanúi, feltételezhető, hogy idővel az emelkedés lesz újra a tendencia), így napjainkban az energiatudatosság az építőipar egyik legfontosabb tényezőjévé vált, melynek a környezetvédelmi szempontok és a fenntartható fejlődés is alapot biztosítanak. Az Európai Unióban az építőipari szabványok egyre szigorúbb hőátbocsátási értékeket (U-érték) írnak elő az épülethatároló szerkezetek számára. Számos országban különféle kormányprogramokkal segítik a meglévő épületek szigetelésének javítását, valamint a bennük található fűtésrendszerek korszerűsítését. Az épületek energiahatékonyságának jellemzését szolgáló energetikai tanúsítványokat egyre több országban vezetik be, Magyarországon 2012. január 1-étől kötelező azokat a vásárláskor vagy bérbeadáskor kiállítani (Anon. 2006, 2008).

A meglévő épületszigetelő rendszerek felülvizsgálata, valamint az új, innovatív rendszerek fejlesztése mellett, kiemelt figyelmet kell fordítani az alkalmazott fűtésrendszerek hatékonyságának javítására is, hiszen csak így érhető el, hogy hosszú távon ökonómiailag és ökológiailag egyaránt megfelelő megoldásokat alkalmazzunk. Az elmúlt évszázadokban, az energiapiacra a nem megújuló (fosszilis) energiaforrások uralkodtak, azonban az egyre növekvő felhasználásuk jelentős környezet-szennyezéshez vezetett, melynek globális hatásai napjainkra már általánosan elfogadottak, legalábbis tudományos körökben. Ennek ismeretében, valamint annak tudatában, hogy a fosszilis tüzelőanyagok korlátozott készletekkel rendelkeznek, a világ számos (főként fejlett) országában egyre nagyobb hangsúlyt fektetnek a megújuló energiaforrások (szél, víz, geotermikus, biomassza) alkalmazására, a fenntartható fejlődést tartva szem előtt.

Az épületek energia hatékonyságának növekedése lehetővé teszi, hogy a lakótér hűtésére, illetve fűtésére felhasznált energia mennyiségét csökkentjük. Ennek számos kedvező következménye van, például a jellemzően még döntően fosszilis energiaforrásból előállított, és a szolgáltatók által biztosított energia (távhő, elektromos energia) iránti igény csökkenthető, illetve a csúcsidőszakokban kevésbé terhelődnek le a hálózatok, például nyári időszakban a klímaberendezések működtetésekor.

Az épületek ökológiai lábnyomának csökkentéséhez (pl. CO<sub>2</sub> kibocsátás) nagyban hozzájárulhat azok üzemeltetése során, a megújuló energiaforrásokra támaszkodó fűtésrendszer alkalmazása. Ez sok esetben napenergia (napkollektor, napelem) vagy geotermikus energia (hőszivattyú) hasznosítását jelenti. Amennyiben a napból érkező energia felhasználása valósul meg, a hasznosítás fedezhet napi - néhány hetes, vagy akár több hónapos - egész éves hőigényt is. Az előbbi esetekben, általában nincs szükség kiegészítő berendezésekre az igényelt hőmennyiség biztosításához, mivel az épülethatároló szerkezetek vastagságuktól és anyaguktól függően, képesek tárolni valamennyi hőenergiát, s a napközben, illetve melegebb napokon felvett többlet hőt éjszaka vagy a hidegebb napokon kisugározzák környezetükbe, így a lakótér felé is. E puffer hatásukkal a napi/hetes környezeti hőingadozást érzékelhetően mérséklik, azonban ez a jelenség a mérsékelt övben általában csak a tavaszi-nyári (-őszi) hónapokban megfelelő mértékű.

Hosszabb időszakra vonatkozó fűtési igény kielégítése már nehezen képzelhető el külön hőtároló rendszer alkalmazása nélkül (amennyiben továbbra is napenergia-hasznosítással kívánjuk ezt elérni).

Egyrészt az épülethatároló szerkezetek a fűtési időszakban jelentkező, megnövekedett hőigényt hosszabb távon nem képesek biztosítani, másrészt a mérsékelt égövben télen rendelkezésre álló napenergia a nyáron elérhetőnek csak töredéke, hiszen a nap alacsonyabb pályán halad, így a besugárzás kisebb mértékű, s a napsütéses órák száma is alacsonyabb (megnövekedett felhőzet). Az őszi-téli-tavaszi fűtési hőigény fedezésére tehát lehetőség van egy megfelelő, úgynevezett szezonális hőtároló rendszer kialakítására, mely a nyári időszakban rendelkezésre álló többlet napenergiát képes hosszabb távon tárolni.

Erre számos megoldás született már, melyek a 2. fejezetben kerülnek ismertetésre. Ezek gazdaságossági okokból leggyakrabban nagyméretű („large-scale”) szezonális hőtároló rendszerek, melyekkel jellemzően nem egyetlen családi házat látnak el energiával, hanem épületegyütteseket, egyetemeket, utcatorokat. Azonban az épületek energia igényének csökkenése lehetővé tette, hogy az egyedi megoldásokat biztosító rendszerek fejlesztése is előtérbe kerüljön. Ezekben a kutatásokon nagyot lendíthet, ha az adott régió politikai vezetése különféle támogatások, pályázatok formájában ösztönző szerepet vállal. Ilyen lehetőségek az Európai Unióban, így hazánkban is adódnak, s jelen dolgozat megvalósulásában is szerepet játszottak.

A Nyugat-magyarországi Egyetem Innovációs Központja egy kutatási projekt keretében vállalta egy szezonális hőtároló rendszer összeállítását és beüzemelését abban az Ágfalván található könnyűszerkezetes kísérleti faépületben, mely az Ubrankovics Kft-vel való együttműködés keretein belül épült fel. A hőtárolás mechanizmusát tekintve, a megépített „hőtömb” egy *szenzibilis* hőtároló, vagyis az energia tárolása érzékelhető hó formájában történik. Így tehát a fűtési célú energia elraktározása során a rendszer hőmérséklete növekszik, a tárolt energia visszanyerésekor pedig csökken. Kutatásom témája az említett hőtároló tömb hőtechnikai jellegű, számítógépes modellezése volt, végeselem módszert alkalmazva. A virtuális modell építéséhez és futtatásához egy végeselem-programcsomagot használtam, tekintve a feladat bonyolultságát (háromdimenziós modellezés, szabadsági fokok száma:  $10^5$ - $10^6$ ). A kutatás céljai között szerepelt annak vizsgálata, hogy a megépült hőtároló tömb képes-e egy adott feltételrendszer mellett fedezni a kísérleti gerendavázás épület téli fűtési hőigényét, továbbá milyen mértékű hőveszteség lép fel a szezonális hőtároló felületén. Kérdés volt, hogy vajon milyen részletességgel követhetjük nyomon a valós hőtárolóban végbemenő hőtani folyamatokat, illetve melyek azok a jellemzők, amik leginkább befolyásolják a hőtároló teljesítményét. Cél volt egy olyan, nagyszámú paraméterrel rendelkező végeselem-modell felállítása, melynek segítségével a szenzibilis hőtömb jellemzői (anyagtulajdonságok, geometriai jellemzők) könnyen megváltoztathatók, annak érdekében, hogy eltérő paraméter értékekhez tartozó változatok összehasonlítása is elvégezhető legyen, illetve adott körülményekre optimalizálható modell álljon rendelkezésre.

## 2. Irodalmi áttekintés

A hőtároló rendszerek (TES systems, Thermal Energy Storage systems) alkalmazási lehetőségeinek vizsgálatával, megtervezésükkel, működésük optimalizálásával, illetve megépítésükkel már az előző század első felében is számos tanulmány foglalkozott. A korai kutatók közül érdemes megemlíteni a magyar származású Telkes Máriát, aki egy úgynevezett fázisváltó anyagot, a glaubersót ( $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$ ) használta fel napenergia tárolására (Telkes 1947, 1980). A Massachusetts Institute of Technology (MIT) alkalmazásában ő tervezte az 1948-ban felépült Dover Sun House (Dover, Massachusetts, USA) hőtároló rendszerét is (1. ábra). További érdekesség, hogy a teljes mértékben szoláris energiára támaszkodó kísérleti lakóépület tervezője (Eleanor Raymond), illetve a megvalósítás költségeit biztosító személy (Amelia Peabody) szintén hölgy volt. A projektet három év után lezárták, mivel a hőtároló rendszerben olyan mértékben elkülönültek a szilárd és folyékony halmazállapotú fázisok, hogy a rendszer használhatatlanná vált.



**1. ábra.** Az 1948-ban felépült Dover Sun House. Az előtérben Eleanor Raymond (balra), az épület tervezője és Telkes Mária (jobbra), a hőtároló rendszer kifejlesztője látható (Murdock é. n.).

A számos ötlet közül szintén érdekes Smith fejlesztése, mely egy elektromosan vezető falú (korrózióálló acél-) tartályból, annak alsó felét kitöltő hőtároló anyagból ( $\text{Na}_2\text{CO}_3$  és  $\text{Li}_2\text{CO}_3$  sók 90-10%-os keveréke), a tartály közepén ebbe függőlegesen beszárt elektródából és az elektródától a tartály faláig terjedő, a sóolvadék sűrűségénél kisebb, annak tetején elhelyezkedő, elektromosan vezető szilárd rétegből áll. A hőtároló anyag felmelegítése (felolvasztása) az elektróda és a tartály fala között generált váltakozó áram segítségével történik. A rendszer a rövid távú energiatárolást célozza meg (Smith 1986).

Hőtároló rendszerek hatékonyságának növelése céljából azóta is végeznek intenzív kutatásokat. Míg a múlt században a kutatók és mérnökök általánosan a szenibilis (az energiát érzékelhető hő formájában tároló) energiatárolók fejlesztésére helyezték a hangsúlyt, manapság egyre inkább szerepet kap a látens és termokémiai hőre támaszkodó megoldások megvalósítása. Az elmúlt évtizedekben több kiváló, összefoglaló jellegű mű jelent meg e témában (Agyenim et al. 2010; Dinçer és Rosen 2002, 2011; Hariri és Ward 1988; Parameshwaran et al. 2012; Pinel et al. 2011). Közöttük akad olyan, amelyik kifejezetten a hőtárolásra alkalmas anyagok áttekintését és csoportosítását tűzte



ki célul (Tatsidjodoung et al. 2013), más tanulmány a szezonális hőtárolási technológiákra összpontosít (Xu et al. 2014). Korábbi, főként szezonális hőtárolással foglalkozó doktori disszertációk keretein belül is találunk megfelelő összegzést a vonatkozó szakirodalomról (Árpád 2013; Borbély 2014; Heier 2013). Mivel kutatási témám a lakáscélú szezonális hőtároláshoz kötődik, így jelen dolgozat nem tér ki a szoláris erőművekhez köthető, sokszor magas hőmérsékleten üzemelő rendszerek ismertetésére. Ugyanakkor az ezen a téren megjelent tanulmányok között is akadnak olyan összefoglaló művek, melyekben leírt koncepciók és megoldások a lakáscélú szezonális hőtárolás területén is érvényesek, illetve felhasználhatók (Hadorn és Chuard 1983; Li et al. 2012).

Bár a lakáscélú hőtároló rendszerek hagyományosan a lakótér fűtéséhez és a használati melegvíz előállításához köthetők (Hasnain 1998a), ugyanakkor a nyári időszakban, illetve bizonyos meleg égővi országokban jelentős szerepet kapnak a klímaberendezések méretezésének, valamint az elektromos költségeknek a csökkentésében, köszönhetően jelentős pufferelő képességüknek. Ez utóbbi rendszereket nevezhetjük hidegtárolóknak is (CTES, Cold Thermal Energy Storage), melyek általában jéggel, jégkásával, hideg (4-6°C) vízzel, esetleg eutektikus só használatával üzemelnek (Dinçer és Rosen 2011; Hasnain 1998b). Kutatásom a fűtési időszakban felhasználható hő tárolásához kapcsolódik, így részletesebben nem foglalkoztam CTES rendszerekkel.

A hőtároló rendszerek megvalósíthatóságának vizsgálatokor számos szempont figyelembe vehető. Abhat szerint, egy hőtároló rendszer esetében a következő tulajdonságok kívánatosak (Abhat 1981):

- Kompakt méret: nagy hőtároló kapacitás egységnyi térfogatra ill. tömegre vetítve;
- Megfelelő termofizikai jellemzőkkel bíró hőtároló közeg az üzemi hőmérséklet-tartományban;
- Egyenletes hőfokeloszlás;
- Nagy sebességgel történő energiatöltési és -kisülési képesség, alacsony hőfokgrádiens kialakulása mellett;
- Nagyszámú feltöltési és kisülési ciklus elviselése, kapacitás- vagy teljesítménycsökkenés nélkül;
- Alacsony önkisülési sebesség (elhanyagolható mértékű hőveszteség a környezet felé);
- Hosszú élettartam;
- Alacsony bekerülési és fenntartási költség.

A különféle hőtárolók megnevezése az angol nyelvű szakirodalomban általában rövidítve történik. Az 1. mellékletben listaszerű felsorolás található a gyakoribb jelölésekről és ezek jelentéséről. Ezek hivatalos magyar megnevezését általában nem leltem a magyar szakirodalomban, így a törzsszövegben sokszor saját megnevezéssel éltem.

## 2.1. A hőtároló rendszerek csoportosítási lehetőségei

A következőkben egy rövid összefoglalást adok a hőtároló rendszerek csoportosításáról és jellemzéséről. A számos megközelítés közül a leggyakoribb szempontok az energiatárolás elve, a hőtárolás ciklusának hossza, a hőtároló mérete, a hőtárolás mechanizmusa, illetve a hőtároló közeg anyaga és szerkezete. A hőtároló rendszerek csoportosításakor e szempontokat sok esetben hierarchikusan egymás alá sorolják, illetve a különböző osztályozási elvekhez tartozó adott kategóriák egymást feltételezik, például a szenzibilis, szezonális hőtárolókhoz tartozó furatos hőtároló nagyméretű, és a hőtároló közeg tömör közet vagy talaj.

Az energiatárolás elve alapján megkülönböztetnek aktív és passzív TES rendszereket (Pinel et al. 2011):

- Az aktív hőtároló rendszerekben (active TES systems) maga a hőtároló anyag kering kényszerített áramlással, nincs külön szállító közeg a hőenergia hőtárolóba történő bejuttatására, illetve abból való kivonására.
- A passzív hőtároló rendszerekben (passive TES systems) a hőenergiának a hőtároló rendszerbe történő bevitele és abból való kivonása egy folyékony vagy gáz halmazállapotú szállító közeggel történik, mely keresztáramlik a szilárd vagy folyékony hőtároló közegen.

Az aktív hőtároló rendszerek két további csoportra oszthatók:

- Direkt (closed loop = zárt áramlási körű) rendszerek: a hőtároló közeg keresztáramlik a hőtermelő/hőnyerő rendszeren (pl. napkollektoron).
- Indirekt (open loop = nyitott áramlási körű) rendszerek: a hőenergia előállítás/megkötése, valamint annak a hőtárolóba való betáplálása ill. onnan történő kinyerése elkülönülten történik. Mindkét áramlási körnek saját hőszállító közege van. A két kör egy hőcserélőn keresztül érintkezik egymással és adja át az energiát.

Fontos kihangsúlyozni, hogy az energiatárolás elve alapján végzett csoportosításban szereplő aktív és passzív kategória nem azonos a szoláris rendszerek csoportosításánál használt aktív, illetve passzív megjelöléssel. Utóbbi esetben ugyanis aktív rendszerről beszélünk, ha a napkollektoron keresztüli közeg áramlást aktív módon segítjük elő (pl. pumpa vagy ventilátor), míg passzívak nevezzük a rendszert, ha az áramlást a kollektorokban felmelegített közegre ható felhajtóerő indukálja.

Hőtároló rendszerekkel elláthatnak egy önálló családi házat és egy épületkomplexumot, városrészt egyaránt. A hőtároló mérete egyrészt ettől a körülménytől, másrészt a tárolási ciklus hosszától is függ. A tárolási ciklus hossza alapján a következő típusokat különböztetik meg (Árpád 2013):

- rövid idejű (short-term storage, 0,5-1 óra);
- egy napos (diurnal storage, < 14 óra);
- középtávú (medium-term storage, 4-5 nap);
- hosszú távú, más néven szezonális (long-term storage, seasonal storage).

Méretük szerint a hőtároló rendszerek az alábbi főbb csoportokba sorolhatók:

- kisméretű (átmeneti) hőtárolók;
- nagyméretű hőtárolók ( $V_{TES} > 500.000$  liter).

A TES rendszerek osztályozása történhet a hőtárolás mechanizmusa szerint is. Így léteznek szenzibilis, látens és (termo-)kémiai hőtároló rendszerek (Dincer 2002). A 0., 2.3. és 2.4. fejezetekben e rendszereket mutatom be röviden, különös tekintettel a szenzibilis megoldásokra, mivel a kutatásom alapját képező kísérleti szezonális hőtároló is ebbe a csoportba tartozik.

## 2.2. (Termo-)kémiai TES rendszerek

A (termo-) kémiai TES rendszerekben, a hőtároló közeg egy termokémiai anyag (TCM), mely részt vesz egy reverzibilis endoterm kémiai reakcióban. Ennek során a rendszerbe bevitt hőenergia egy része kémiai energiává alakul, s ebben a formában tárolódik. A szükséges energiát általában napenergiából biztosítják. A kémiai folyamat megfordításakor felszabaduló hőenergiát a hőtároló rendszerből kivonva, biztosítható a fűtési energia szükséglet. Az energia felszabadulással járó (exoterm) reakciót sok esetben valamilyen katalizátorral segítik elő (Pinel et al. 2011). Ebbe a csoportba sorolják a szorpciós elven működő hőtárolókat is, melyekben valamilyen szilárd vagy folyékony anyag (ab/adszorbens) és az általa megkötött (ab/ ad)szorbátum (sokszor víz) közötti fizikai vagy kémiai kölcsönhatás energiáját használják tárolásra (Yu et al. 2013).

A (termo-)kémiai hőtároló rendszerek előnyei:

- nagyon magas tárolási energiasűrűség érhető el velük;
- (katalizátorokkal) jól szabályozhatók a tárolási eljárásához kötődő kémiai folyamatok;
- alacsony működési hőmérsékleten tarthatók.

A (termo-)kémiai TES rendszerek hátrányai:

- a hőtárolásra használt anyagok drágák;
- sok esetben nem megfelelőek az anyagtulajdonságok;
- hiányoznak a megfelelő numerikus modellek szimuláció és optimalizálás céljára;
- esetenként korlátozott a feltöltési kisütési ciklusok száma, illetve a hatékonyság csökken a kisütések számával.

A (termo-)kémiai TES rendszerekkel kapcsolatos korábbi tanulmányok főként a rövid távú energia tárolásra koncentráltak. Találunk azonban olyan példákat is, melyek a szezonális hőtárolásra való alkalmasságukat vizsgálják ezeknek a rendszereknek (T. Li et al. 2013; Solé et al. 2012; Tanguy et al. 2012). Közülük kiemelném Cuypers és társai munkáját, melyben egy olyan kísérleti jellegű, szezonális, termokémiai hőtároló rendszeren végeztek méréseket, mely alkalmas lehet egy lakóépület fűtési és hűtési energiaigényének, valamint a használati melegvíz előállításának fedezésére, 100%-ban megújuló energiaforrásra támaszkodva. Eredményeik biztatóak (magas teljesítmény a hővisszanyeréskor, rövid válaszidő a terhelés megváltozásakor), ugyanakkor még számos optimalizálási problémát kell leküzdeni. Emellett az általuk szintetizált aktív anyag (hőtároló közeg) fejlesztése is folyamatban van (Cuypers et al. 2012).

## 2.3. Látens hő tárolásán alapuló rendszerek

A látens hő tárolásán alapuló (latent TES) rendszerekben különféle fázisváltó anyagok (Phase Change Materials, PCMs) jelentik a hőtároló közeget. A rendszerbe táplált energia legnagyobb része látens hőként tárolódik, megkötése az adott anyag fázisátalakulásakor történik. A hőtároló anyag lehet szerves (pl. paraffin, zsírsavak, alkánok) és szervetlen (pl. olvadó jég, fémsók) (Sharma et al. 2009).

Bár a Telkes Mária által „felfedezett” glaubersót alacsony ára és könnyű beszerezhetősége miatt sokáig fontos fázisváltó anyagként kezelték, azonban hátrányos tulajdonságai miatt kutatások indultak más, a látens hőtárolásra alkalmasabb anyagok megtalálása érdekében (Lorsch et al. 1975). Ezek napjainkban is intenzíven folynak, s a korábban általánosan elterjedt szenzibilis megoldások mellett a fázisváltó anyagok egyre nagyobb szerephez jutnak a gyakorlatban is. Feldman és társai például 12 olyan szerves fázisváltó anyag olvadás- és dermedéspontját (eltérő értékek!), valamint olvadás/dermedéshőjét határozták meg, melyek olvadáspontja a 10-43°C hőmérséklet-tartományba esik, így aktív vagy passzív módon alkalmazhatók hőtárolásra épületek szoláris rendszereiben (Feldman et al. 1986).

Az elmúlt időszakban több átfogó tanulmány is megjelent a PCM technológia használatának feltételeiről és a rendelkezésre álló fázisváltó anyagokról (Agyenim et al. 2010; Cabeza et al. 2011; Farid et al. 2004; Zalba et al. 2003). E munkák foglalkoznak az alkalmas anyagok osztályozásával, azok előnyeivel és hátrányaival, valamint kitérnek az alkalmazásuk során felmerülő problémák lehetséges megoldásaira is, mint amilyen a kapszulázott PCM alkalmazása.

A látens TES rendszerek előnyei:

- kedvező tárolási energiasűrűség;
- viszonylag kis méret és tömeg;
- szűk üzemi és tárolási hőmérséklet tartomány.

Hátrányok (Zalba et al. 2003):

- a tároló közeg rendszerint drága;
- gyúlékonyság (szerves PCM);
- meglehetősen alacsony hővezető képesség, ami miatt a gyorsan történő hő kinyerés nehézségekbe ütközik (szerves PCM);
- fázis-szeparáció (szervetlen PCM);
- fázis-szegregáció (szervetlen PCM);
- túlhűlés (szervetlen PCM);
- termikus instabilitás (szervetlen PCM);
- korrózióvesztély (szervetlen PCM).

A szervetlen fázisváltó anyagok némelyike különösen magas üzemi hőmérsékletet igényel, ilyenek például a következő anyagok (zárójelben az olvadáspont): NaCl (800°C) (Pinel et al. 2011), LiF-CaF<sub>2</sub> 80,5:19,5 arányú keveréke (767°C) (Gong és Mujumdar 1997), KNO<sub>3</sub> (330°C), KOH (380°C) (Zalba et al. 2003). Ez jelentős hővesztességhez vezethet, amennyiben a hőtároló rendszer szigetelése nem megfelelő.

A szerves fázisváltó anyagok alacsony hővezető képességére jó megoldásnak tűnik a PCM kapszulázása, mivel így jelentősen növelhető a hőátadó felület a hőtároló és a hőszállító közeg között. Ezt a megoldást a szervesetlen sók esetén is alkalmazzák, műanyag vagy fém makrokapszulák formájában. Amennyiben szervesetlen só és fém kombinációja mellett döntünk, számolnunk kell a burkolat korróziójával, melyet a fázisváltó anyag okoz. Megfelelő párosítással azonban ennek mértéke jelentősen csökken (Moreno et al. 2014). Egyes kutatások szerint a hőátadás sebessége tovább fokozható, ha a fázisváltó anyagba megfelelő nanorészecskéket (alumínium, alumínium-oxid, ezüst) kevernek (Kalaiselvam et al. 2012; Parameshwaran és Kalaiselvam 2014).

Általánosan elmondható, hogy hőtároló tömeggel bizonyos szinten minden épület rendelkezik, bár a könnyűszerkezetes házaknál ennek szerepe jóval kisebb, mint a tömör beton, vagy téglafal alkalmazásakor. Utóbbiak képesek a napi hőmérséklet-ingadozás lakóterre gyakorolt hatását mérsékelni, köszönhetően a nagy hőtehetetlenségüknek, tartósan hideg időszakok esetén azonban aktív fűtés rásegítésre van szükség. A PCM anyagok épülethatároló szerkezetekbe történő integrálásával növelhető azok energiatároló kapacitása (Hawes et al. 1989, 1990), az eredő hővezetési tényező azonban csökkenhet, a felhasznált fázisváltó anyagtól függően (Shi et al. 2014).

A falszerkezetek hőtároló kapacitásának növelésére jó példa Feldman és társai munkája, melyben közvetlen bekeveréssel butil-sztearátot adagoltak gipszbe, majd vizsgálták az így kapott „hőtároló” gipszfal néhány fizikai tulajdonságát. Megállapították, hogy az említett PCM 21-22%-os aránya mellett a fal mechanikai tulajdonságai hasonlóak az eredeti gipszfaléhoz, a hőtárolási képessége viszont tízszer akkora (Feldman et al. 1991).

Hasonló eredményeket kaptak Zhang és társai is, akik csökkentett nyomáson juttattak fázisváltó anyagot duzzasztott agyaggolyóba, s az így módosított kavicsból készítettek könnyűbetont (Zhang et al. 2004). A fázisváltó anyagok makro- és mikrokapszulázása szintén lehetőséget teremt az épülethatároló szerkezetekbe való integrálásukra, ezáltal növelve azok hőtároló képességét (Soares et al. 2013).

Számos hátrányos tulajdonságuk mellett a látens hő tárolásán alapuló TES rendszerek ígéretes megoldásnak tűnnek. Kutatások folynak kedvezőbb tulajdonságokkal rendelkező fázisváltó anyagok előállítására (Canik és Alkan 2010), valamint a hatékony és biztonságos működést elősegítő technológiák kifejlesztésére (Hawes et al. 1992, 1993; Pielichowska és Pielichowski 2014).

## **2.4. Szenzibilis hőtároló rendszerek**

A szenzibilis hőtároló (sensible TES) rendszerek működése szélesebb üzemi hőmérséklet-tartományban történik, mint az előző két rendszeré, mivel ez esetben az energiatárolás érzékelhető hő formájában valósul meg. A hőtároló közeg lehet folyékony (pl. víz, különféle sóoldatok, olaj) vagy szilárd halmazállapotú (pl. kőzet, kő, kavics, talaj, homok, beton, grafit, vas és vas-oxid pellet vagy golyók). Utóbbi esetben, az energia hőtároló rendszerbe történő betáplálását és visszanyerését külön hőszállító közeg biztosítja, mely lehet folyadék (rendszerint víz) vagy gáz (sokszor levegő). A leggyakrabban alkalmazott hőtároló közeg a víz vagy valamilyen kőzet (Pinel et al. 2011). Bár szorosan nem kötődik a kutatási témához, de megemlíteném, hogy a szoláris erőművek

hőtárolására többek között betont is alkalmaznak, s a beruházási költségek csökkentése érdekében ezen a téren is folynak kísérletek megfelelő betontípusok kifejlesztésére (John et al. 2013).

A környezettudatosság nevében kutatások folynak a bányászati és kohászati melléktermékek hőtárolási célú újrafelhasználásával kapcsolatban (Miró et al. 2014; Navarro et al. 2012), valamint találunk a szakirodalomban példát új, alacsony CO<sub>2</sub>-lábnyommal bíró betontípus kifejlesztésére is (Higuchi et al. 2014; Yoshioka et al. 2013), mely esetleg szintén alkalmas lehet szenzibilis hőtárolásra. A hagyományos előállítási módszereknél kevésbé környezetszennyező megoldást kínál a Li és társai által előállított, kedvező hővezetési tényezővel bíró (1,11-1,64 W/mK) „zöld brikett” („green compact”), mely hematit, agyag, kaolin salak és víz felhasználásával, szintereléssel készül (C. Li et al. 2013).

A szenzibilis hőtárolásra számos anyagtípus alkalmas, így esetenként hosszas kutatómunkát igényel kiválasztani az adott körülményeknek és céloknak legjobban megfelelőt. Fernandez és munkatársai bemutatnak egy módszert, mellyel a több ezer, hőtárolásra alkalmas, ismert anyag közül kiszűrhetők azok, melyek egy adott szempontrendszernek a legjobban megfelelnek (költség, CO<sub>2</sub>-lábnyom, elérhetőség, tárolt energia mennyisége, töréssel szembeni ellenállás, stb.). Munkájukban ismertetnek egy esettanulmányt is, melyben rövid ill. hosszú ciklusidejű szezonális TES (150-200°C üzemi hőmérséklet-tartomány) hőtároló közege kerül kiválasztásra (Fernandez et al. 2010).

A szenzibilis hőtároló rendszerek előnyei:

- a hőtároló anyag általában olcsó;
- viszonylag egyszerű kivitelezés;
- könnyen szabályozható működés.

Hátrányok:

- alacsonyabb elérhető energiasűrűség, mint a termokémiai és látens TES esetén;
- emiatt nagyobb méret és tömeg (ugyanakkora hőtároló kapacitást feltételezve);
- a nagyobb üzemi hőmérséklet-tartomány miatt hatékony szigetelést igényel, ami költséges lehet;

A megfelelő szigetelés mellett, a hőtároló rendszer energia-veszteségének csökkentését segítheti elő a megfelelő felület-térfogat arány alkalmazása is. Amennyiben a hőtároló közeg folyadék (általában víz), a termikus rétegződés kialakulásának elősegítésével nagymértékben javítható a rendszer hatásfoka (Savicki et al. 2011).

A gyakorlatban, számos kialakításban alkalmazzák ezeket a hőtároló rendszereket, mint például víztartály, talajvíz, naptó, kőagy/alapkőzet, talaj, stb. (Pinel et al. 2011).

A Nemzetközi Energia Ügynökség (International Energy Agency, IEA) egy szoláris rendszerekre vonatkozó projektjében megjelent tanulmányában több mint 30 olyan megvalósult nagyméretű, szezonális, szenzibilis TES rövid bemutatását adja közre, melyeknél a hőszállító közeg folyadék, s melyek hőmérséklete 10°C és 100°C között változik. E beszámolóban a hőtárolás koncepciója szerint a nagyméretű hőtárolókat a következő hét csoportba sorolják:

- naptavak,
- víztartályok,

- fedett medencék,
- barlangban kialakított TES,
- víztartó rétegben kialakított TES,
- talajban kialakított TES,
- sziklában kialakított TES.

A legelső csoporttal a projekt kutatói nem foglalkoztak. A szerzők az összefoglaló művükben részletesen ismertetik az egyes típusokat, kitérnek tervezésükre, modellezésükre, kialakításukra, jellemzőikre, alkalmazhatóságukra és korlátaikra. A tanulmány szerint, a szezonális hőtároló alkalmazásával a szükséges napkollektor-mennyiség 30-50%-a megtakarítható. A projektben számos európai ország (többek között Ausztria, Dánia, Német Szövetségi Köztársaság, Hollandia, Svédország, Svájc, Egyesült Királyság), valamint Kanada és az Amerikai Egyesült Államok is részt vett (Chuard et al. 1983).

A fenti kategóriák részbeni összevonásával az alábbi csoportosításban mutatom be a nagyméretű, szezonális szenzibilis hőtároló rendszereket:

- hőtárolás barlangban, víztartályban és medencében (WTES).
- hőtárolás víztartó rétegben (ATES);
- furatos hőtároló (talajban vagy sziklában, BTES);
- naptó (SP).

A 2. mellékletben néhány megvalósult szezonális, szenzibilis hőtároló rendszer jellemző adatai tekinthetők meg (Ellehaug 2007; IFTech é. n.; Paksoy et al. 2009; Schmidt 2006; SDH é. n.; SOLARGE é. n.; Turgut et al. 2009; Xu et al. 2014).

#### **2.4.1. Hőtárolás barlangban, víztartályban és medencében (WTES)**

Ezekre a rendszerekre jellemző, hogy a hőtárolás közege a víz. A befogadó tároló lehet természetes vagy mesterséges eredetű, a hőtároló lehet szigetelt vagy szigeteletlen.

Egyik tipikus példája a barlangban történő hőtárolásnak a Svédországban, az Uppsalától 15 km-re északkeletre fekvő Lyckebo mellett felépített hőtároló. A települést (magyarul: „a boldogság faluja”) 1982-83-ban alapították, mintegy 550 lakóegységgel és 2000 lakossal. A fűtést és melegvíz-előállítását egy szoláris rendszerrel biztosították, melynek tömör alapközetbe vájt, fánk (vagy inkább tórusz) alakú, szigeteletlen melegvízes hőtárolója 100.000 m<sup>3</sup>-es térfogatával akkoriban a legnagyobbak közé tartozott. A napenergiát 4.320 m<sup>2</sup>-nyi síkkollektorral kötötték meg, melynek éves energia-termelése az első 5 év átlagában 1.280 MWh volt. A rendszert 18 évi működtetés után leállították, melynek oka részben a szivárgások okozta egyre nagyobb veszteség, részben a helyi fiatalok rendszeres vandalizmusa volt (napkollektorok rongálása) (Åstrand 1990).

#### **2.4.2. Hőtárolás víztartó rétegben (Aquifer TES, ATES)**

Az épületek hűtési és fűtési energiaszükségletét biztosító szezonális hőtárolók közül, az egyik legelterjedtebb a felszín alatti víztartó rétegekben kialakított, költséghatékony rendszer, mely jelentősen csökkenti az épületek üzemeltetésének CO<sub>2</sub>-lábnyomát. A hűtési/fűtési célú vízkivétel és visszatöltés egy meleg és egy hideg kúton (a víztartó réteggel függőlegesen lefúrt csöveken) keresztül történik (2. ábra). A legtöbb ilyen megoldásnál a környező rétegvíz hőmérséklet mintegy 11°C, a

hideg kút vízhőmérséklete  $\sim 5^{\circ}\text{C}$ , a meleg kúté  $< 20^{\circ}\text{C}$ , ebből adódóan a két kút közötti hőmérséklet-különbség nem haladja meg a  $15^{\circ}\text{C}$ -ot (Zuurbier et al. 2013).

Európában és Európán kívül is számos országban egyre több ATES üzemel, becslések szerint például Hollandiában 2020-ra a SATES (Seasonal ATES) rendszerek vízfelhasználása (1225-6300 millió  $\text{m}^3/\text{év}$ ) meg fogja haladni a felszín alatti vízkészletet kiaknázó egyéb tevékenységek (ivóvíz-nyerés, ipari és mezőgazdasági célú felhasználás) együttes mértékét (1500 millió  $\text{m}^3/\text{év}$ ) (Bonte et al. 2011).

E hőtároló rendszereket legtöbbször sűrűn lakott és ipari területeken helyezik üzembe, rendszerint 10-250 m mélységben a talajvíztükör alatt. Jelentős probléma, hogy ezek a rétegek sokszor klórozott szénhidrogénnel (CHC) szennyezettek, melyek folyamatosan, hosszú távon halmozódnak fel bennük (pl. a száraz tisztításhoz vagy fémtisztításhoz használt vegyületek talajba kerülésének köszönhetően). E szennyeződések méretét és terjedését alapvetően befolyásolhatja egy telepített SATES rendszer, emiatt ilyen területeken alkalmazásuk nem megengedett (Zuurbier et al. 2013).



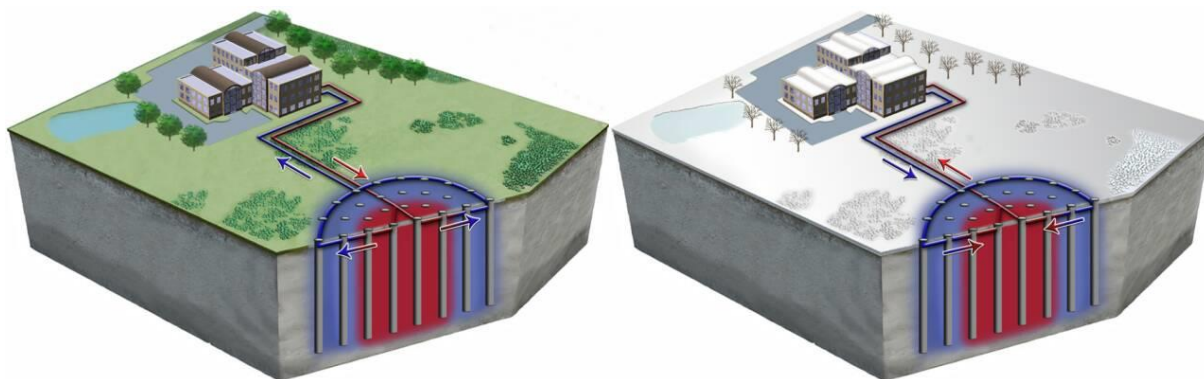
**2. ábra.** ATES működési elve nyári (balra) és téli (jobbra) időszakban. (Underground Energy é. n.)

2000 augusztusában, Belgiumban, egy 440 férőhelyes kórházban ("Klinieken Noord Antwerpen", Brasschaat), a szellőző levegő hőmérsékletének szabályozására két hőszivattyút és egy alacsony hőmérsékletű ATES-t helyeztek üzembe. A szezonális hőtároló két darab, egyenként 65 m mélyre lefúrt, egymástól 100 m távolságban elhelyezett kutat tartalmaz. Az első három évben vizsgálva a rendszer működését, megállapították, hogy az ATES-sel kombinált hőszivattyú-rendszer elsődleges energia felhasználása 71%-kal volt alacsonyabb a hagyományos szellőztetőrendszerekhez képest, mely 1.280 tonna  $\text{CO}_2$  megtakarítással egyenértékű. Számítások szerint a rendszer megtérülési ideje 8,4 év (Vanhoudt et al. 2011).

### **2.4.3. Furatos hőtároló (talajban vagy sziklában, BTES)**

A furatos hőtárolók olyan szezonális, szenzibilis energiatároló rendszerek, melyek kialakítása során a tömör, szilárd alapkőzetbe, esetleg talajba fúrással nagyszámú U-csöves hőcserélőt helyeznek el, függőlegesen, esetleg vízszintesen (Pinel et al. 2011). Mivel az ATES-hez hasonlóan a hőszigetelés nem mindig kivitelezhető, a tárolási energiaveszteség jelentős lehet. Ennek ellensúlyozására, illetve a hőbetáplálási és hővisszanyerési hatások növelése érdekében, a hőtárolóban zónákat célszerű kialakítani, ahogy az a 3. ábrán is látható.





**3. ábra.** BTES működési elve nyári (balra) és téli (jobbra) időszakban. (Underground Energy é. n.)

Számos ilyen rendszert telepítettek már többek között az Egyesült Államokban, Finnországban, Hollandiában, Kanadában, Németországban és Svédországban. 2002-ben például Annebergben hoztak létre egy 50 lakóegységből álló lakóövezetet, melynek fűtését 70%-os szoláris részarányt elérő, 2400 m<sup>2</sup>-es napkollektor rendszerrel oldották meg. Az energia átmeneti tárolását egy 60.000 m<sup>3</sup> térfogatú, kristályos kőzetbe 65 méter mélyre fúrt, 100 darab U-csővet magába foglaló BTES végzi (Lundh és Dalenbäck 2008).

#### 2.4.4. Naptó (Solar Pond, SP)

Erdélyben, a szovátiai sóstavak (köztük a Medve-tó) hőtani kutatása során, már a múlt század elején felvetődött az az ötlet, miszerint e természetes heliotermikus tavak mintájára, mesterséges „meleg sósmedencéket, hőaccumulatorokat is előállíthatunk, a melyeket pl. fürdésre, esetleg idővel házi és ipari célokra is használhatunk” (Kalecsinszky 1901).

1959 és 1964 között, Tabor és munkatársai Izraelben kísérleteket végeztek a (mesterséges eredetű) naptavakkal kapcsolatban, melyekkel megalapozták a későbbi, ez irányú kutatásokat. Vizsgálatuk kiterjedt a tavak termikus stabilitására és energia-mérlegére, és tanulmányozták több fizikai jelenség (konvekció, hullámzás, párolgás, elszivárgás) hatását a só koncentrációra és az energia-eloszlásra. Számba vették a szerves és szervesetlen szennyeződések hatását is (por, baktériumok, moszatok). Véleményük szerint, az általuk felírt matematikai modellek hőmérséklet- és energia-eloszlás adatai összhangban állnak a mérési eredményekkel. Megemlítik, hogy optimális körülmények között (napos terület, tiszta sóoldat, kevés szél, vízzáró aljzat), egy 1 km<sup>2</sup> nagyságú naptó éves energia-termelése közel  $5 \cdot 10^7$  kWh lehet, kedvező (1-2 amerikai cent/kWh) költségvonzattal. (Tabor és Matz 1965)

A későbbi kísérleteknek lökést adott az 1973-as olajválság. A különböző kutatások foglalkoztak a naptavak hőtani folyamataival, hatásfokával és hosszú távú teljesítményével, a hó kinyerő rendszerek fejlesztésével, a megfelelő anyagok (aljzat-szigetelés, sóoldat) keresésével, a biológiai szennyezések (algák, baktériumok) elleni védekezéssel, stb. Keresték az alkalmazhatóságot villamos energia- és sótermelés, valamint ipari és távhő előállítás céljára. Az 1970-es évek végétől a naptavak üzemeltetése során fellépő problémák (rétegek keveredése, szél okozta hullámzás) megoldására összpontosult a figyelem. Az olajárak csökkenése a kutatásokat visszavetette, azonban számos országban (USA, Ausztrália, Anglia, Finnország, Szingapúr, Katar, India) továbbra is folytak kísérletek (Kamal 1991).

A naptavak csoportosítását és jellemzését (El-Sebaei et al. 2011) szerint mutatom be:

### **Sókoncentráció-grádiens naptó (*Salt gradient solar pond, SGSP*)**

Rendszerint 1-2 m mély tó, melyben egymás fölött három, a sűrűségében és sótartalmában eltérő szint különül el. Legalul található az alsó konvektív zóna (Lower Convective Zone, LCZ), melynek só koncentrációja és így sűrűsége a legmagasabb. Az összegyűjtött napenergia alapvetően ebben a rétegben tárolódik. A legfelső vízréteg a felületi zóna (Upper Convective Zone, UCZ), mely a legkisebb sűrűségű és koncentrációjú. Vastagsága általában 0,1-0,4 méter, átlátszósága miatt a beeső sugárzás nagy részét átengedi. A középső szint egy 0,6-1 méter vastag átmeneti réteg, az elválasztó zóna (Non-Convective Zone, NCZ). Sűrűsége lefelé növekszik, szerepe a hőszigetelés (El-Sebaei et al. 2011). Ideális esetben a rétegek egymással nem keverednek. Az oldott só (NaCl, MgCl, NaNO<sub>3</sub>, stb.) koncentrációja az alsó rétegben 20-30% (Ranjan és Kaushik 2014).

### **Particionált naptó (*Partitioned solar pond, PSP*)**

A naptavak hatékonyságát rontja a hulló por miatt fellépő zavarosság, a hó kinyerés során a koncentráció-gradiens megzavarása, és a felső rétegben a párolgás okozta koncentráció-növekedés. E problémák hatása csökkenthető, ha két vízszintesen rögzített, átlátszó lappal felosztják (particionálják) a naptavat. Ezek egyikét a felszínre vagy néhány cm-rel az alá helyezik, a másikat a NCZ és a LCZ közé rögzítik (1-2 m mélyen).

### **Viszkózitás-növelt naptó (*Viscosity stabilized solar pond, VSSP*)**

A NCZ koncentráció-gradiensének fenntartása a naptó rendszeres karbantartását igényli, a sóoldat szivárgása esetén pedig nem hanyagolható el annak környezetre gyakorolt kedvezőtlen hatása sem. Megoldásként jöhet szóba a NCZ helyettesítése egy nagy viszkozitású, alacsony hővezetési képességű, polimer gél réteggel (Shaffer 1978). E célra a következő anyagokat javasolják: gumiarábikum, szentjánoskenyérlist, keményítő, zselatin. A LCZ sókoncentrációja 2-7% közötti (Ranjan és Kaushik 2014).

### **Membrán-rétegzett naptó (*Membrane stratified solar pond, MSSP*)**

Ennél a típusnál a folyadékteret sűrűn felosztják különféle membránokkal (vízszintes vagy függőleges párhuzamos lapok, függőleges csövek), hogy konvekció ne lépjen fel. A hőtároló folyadék nem sóoldat, hanem víz. Mivel ennek gyorsabban változik a hőmérséklete, inkább rövid idejű hőtárolásra alkalmas (El-Sebaei et al. 2011).

### **Telített sóoldatos naptó (*Saturated solar pond, STSP*)**

Olyan sók telített oldatával töltik fel a tavat, melyek oldhatósága a hőmérséklet emelkedésével növekszik. Az oldat viselkedéséből adódóan, a kialakított sűrűség-gradiens magától fennmarad, nincs szükség karbantartásra (El-Sebaei et al. 2011). Azonban már kismértékű hőmérséklet csökkenés esetén is megindul az oldott só kristályosodása, mely a tapasztalatok szerint egyrészt a tó fényáteresztő képességét rontja, másrészt a tó alján összegyűlve, annak melegedését lassítja. A probléma megoldását olyan sók telítetlen oldata adja, melyek oldhatósága jelentősen növekszik a hőmérséklet emelésével (Na<sub>2</sub>B<sub>4</sub>O<sub>7</sub>, KAl(SO<sub>4</sub>)<sub>2</sub>, CaCl<sub>2</sub>, MgCl<sub>2</sub>, and NH<sub>4</sub>NO<sub>3</sub>). Az ilyen sóoldatot tartalmazó naptó az egyensúlyi naptó (Equilibrium solar pond), s a közelmúltban intenzív kutatások indultak e típusal kapcsolatban (Ranjan és Kaushik 2014).

### **Sekély naptó (*Shallow solar pond, SSP*)**

Ahogy nevéből is következik, a vízmélység viszonylag kicsi, rendszerint 4-15 cm. Sok esetben egy vízzel teli zsákszerű tartály, melynek felül átlátszó, alul fekete színű fala van. A membrán-rétegzett naptóhoz hasonlóan, rövid idejű hőtárolásra képes (egyes megvalósításoknál a nappal felmelegített

vizet éjszakára átvezetik egy szigetelt tartályba). Alkalmazzák lakás célú melegvíz előállításra, illetve iparban is (textilgyártás, konzervgyártás, üvegházak) (El-Sebaili et al. 2011; Ranjan és Kaushik 2014).

#### 2.4.5. Kisméretű szezonális hőtárolók

Ebbe a csoportba azok a megoldások tartoznak, amelyek nem utcasorok, épületkomplexumok (távfűtéses rendszer), hanem egy-két épület, lakóház fűtését és sokszor használati melegvíz ellátását fedezik teljesen vagy részlegesen.

Ezek a rendszerek lehetnek egyszerűek vagy összetettek. Előbbi esetben egyetlen hőtárolót alakítanak ki (homok, kavics, víz a tároló közeg), míg utóbbi esetben egy rövidebb ciklusidejű, kisebb méretű tároló (melegvízes tartály, termoszfion) és egy lassabban felmelegedő, nagyobb méretű szezonális hőtároló is része a rendszernek (utóbbi például a lakótér alatt kialakítva). A jellemzően napenergiát hasznosító rendszer működése során nyári időszakban, napközben előbb a rövid távú hőtároló felfűtése történik meg a megfelelő hőfokra, majd a felesleges hőt a rendszer a szezonális tárolóba irányítja. Téli időszakban a nagyobbik hőtároló biztosítja az épület fűtési energia igényét.

Az egyik legsikeresebb ilyen rendszer Fairbanksben, Alaszkában található (északi szélesség  $64^\circ$  !). A SunRise Home nevű lakóház egy  $200 \text{ m}^2$  hasznos alapterületű,  $49,17 \text{ MJ/év}$  fűtési energia igényű épület (4. ábra), melynek fűtési és használati melegvíz előállítási igényét a benne elhelyezett, 5000 gallon (mintegy 19.000 liter) térfogatú víztartály, és egy 180 tonna ösztömegű, a lakóépület alatt kialakított, homok közegű szezonális hőtároló biztosítja.



**4. ábra.** A SunRise Home nevű lakóépület (Fairbanks, Alaszka), melynek éves hőigényét egy kisméretű szezonális, szenibilis hőtároló rendszer biztosítja (Making Houses Work é. n.).

## 2.5. A hőtároló rendszerek modellezése

Amennyiben energetikai rendszerek modellezését kell végeznünk, manapság számos különböző célszoftver közül választhatunk (Pinel et al. 2011), bár közülük csak néhány alkalmas 100%-ban megújuló energiát használó rendszer szimulálására megfelelő (1 óra) időbeli felbontás mellett (Connolly et al. 2010). Az épületek hőtechnikai optimalizációjához (geometriai és szerkezeti jellemzők megválasztása, energetikai rendszerek konfigurációja és vezérlése) manapság már több tucat eljárás közül választhatunk (pl. genetikai algoritmusok, heurisztikus módszerek), a klasszikus módszerek mellett (Evins 2013; Guadalfajara et al. 2014a).

Az alábbiakban néhány kiragadott példán keresztül szeretném bemutatni a hőtároló rendszerekkel kapcsolatos különféle modellezési lehetőségeket, és szemléltető jelleggel az elért eredményeket.

### 2.5.1. Általános jellegű modellezés

Arce és társai egy tíz éves időszakot figyelembe véve modellezték, hogy a TES rendszerek reális mértékű alkalmazása milyen hatással lenne Spanyolország, ill. az Európai Unió esetében a CO<sub>2</sub>-lábnymra és az energia-felhasználásra (Arce et al. 2011). Számításaik szerint, a CO<sub>2</sub>-kibocsátás éves szinten Spanyolországban 20,8 millió, az Európai Unió esetén pedig 257,9 millió tonnával csökkenne, utóbbi mintegy 5%-a a 2005. évi CO<sub>2</sub>-emisszióknak. Az EU-t tekintve, a becsült energia-megtakarítás mintegy 7%-a lenne az ugyanezen évi teljes energia-felhasználásnak.

### 2.5.2. Optimalizálási célú modellezés

Drew és Selvage egy szoláris rendszer napkollektor felületének és a kapcsolódó szezonális hőtároló méretének egymáshoz való optimalizálására dolgoztak ki egy egyszerűsített számítási módszert, mely ökonómiai szempontokat is magába foglal. Alacsony számításigénye mellett az eljárás jó becslést ad a napkollektor-felület és a TES mérete közötti megfelelő arány megválasztásához, ugyanakkor részletes energetikai számításokra (pl. TES hővesztesége) nem alkalmas (Drew és Selvage 1980). Durão és társai hasonló optimalizálást végeztek, genetikai algoritmusok alkalmazásával. Megállapították, hogy 20 éves tervezett élettartammal számolva, 100% szoláris részarány mellett a szezonális hőtárolás teljes költsége alacsonyabb, mint ha 50%-ban hőszivattyút is alkalmaznak (Durão et al. 2014).

Domanski és Fella egy idealizált, szenzibilis hőtároló rendszer működésének termoökonómiai elemzésével foglalkoztak, vagyis az energetikai szempontokon kívül a beruházási és fenntartási költségeket is figyelembe véve. Megállapítják, hogy egy TES rendszer tervezésekor tisztán energetikai optimalizálás helyett, a költségekkel kombinált módszerekkel célszerű eljárni. Példaként említik, hogy egy (adott paraméterekkel bíró) hőtároló hőcserélőjének energetikai, illetve termoökonómiai méretezésére kapott optimumok csak akkor közelítenek egymáshoz, ha a beruházási költség a teljes költségre vetítve elenyésző mértékű (Domanski és Fella 1998).

Anderson és munkatársai egy olyan szenzibilis hőtároló numerikus modellezésével foglalkoztak, mely kisméretű (6 mm-es átmérőjű) alumíniumgolyókat tartalmazó acél tartály volt. Ennek valós modelljét is megépítették (Anderson et al. 2014). Hőszállító közegként sűrített levegő szolgált, az alumíniumot pedig magas hőkapacitása és magas hőfokon mutatott stabilitása miatt választották hőtárolásra. A modellezés során figyelembe vették a tartály külső falán fellépő konvektív hőveszteséget, a levegő és az alumínium termofizikai tulajdonságainak hőmérsékletfüggését, valamint kellő alapossgal

választották meg a hőtároló és hőszállító közeg közös felületén a hőátadási tényező nagyságát. A felállított kétegyenletes modell jól leírta a valós hőtároló hőtani viselkedését.

Wu és társai numerikus modellezéssel („lumped capacitance method”) az alábbi szerkezetű hőtároló rendszereket vetették össze:

- párhuzamos furatokkal átjárt tömör beton;
- tartály párhuzamosan elhelyezett betonlemezekkel;
- tartály párhuzamosan elhelyezett betonrudakkal;
- tartály betongolyókkal feltöltve.

A függőleges helyzetű tartályokban a hőszállító közegként szolgáló levegő vertikális irányban áramlott. Számításaik szerint, a legmagasabb hővisszanyerési hatásfokkal a betongolyókkal teli hőtároló rendelkezik (95% felett). Ezt követi a betonrudas, majd a betonlemez megoldás, míg a legalacsonyabb értékkel a furatos betontömb bír (a hőszállító közeg sebességétől függően 60-83%; nagyobb sebességnél romlik a hatásfok). Ugyanilyen sorrendben tekintve a vizsgált rendszereket, a hővisszanyerés időtartama egyre rövidebb, a hőtároló meleg és hideg rétegei közötti átmeneti termikus zóna vastagsága pedig növekszik (Wu et al. 2014).

### **2.5.3. Látens hőtárolás**

A látens hőtárolókban használt fázisváltó anyagok numerikus modellezése sokszor időigényes, és/vagy a kapott eredmények nem érik el a megkívánt pontosságot. Mirzaei és Haghghat erre a problémára javasol egy új, egydimenziós analitikus módszert mely az RC-áramkörök számítógépes modellezését veszi alapul. A kód hatékonyságát egy esettanulmányon keresztül mutatják be, kétdimenziós CFD-moddal és tapasztalati adatokkal összevetve a számítás eredményeit (Mirzaei és Haghghat 2012).

Beghi és társai egy HVAC rendszerhez kapcsolt jeges CTES működésének vezérlését modellezték Matlab/Simulink szoftverrel. Kutatásukban a hagyományos vezérlést összehasonlították egy NLMPC (non-linear model predictive control) alapú módszerrel. Számításaik szerint, az NLMPC alapú vezérlés előnyösebb a hagyományosnál, mind energia hatékonyság, mind pedig a fellépő hűtési igény kielégítése terén (Beghi et al. 2014).

### **2.5.4. Épülethatároló szerkezetek hőtároló funkcióval**

Ha a lakóépület épülethatároló szerkezetei megfelelő hőtároló tömeggel bírnak, rövid távú hőtárolás ezek segítségével is megvalósulhat. Ilyenkor az előzetes kalkulációk során számos tényezőt figyelembe kell venni (pl. helyi klimatikus adottságok, épülethatároló szerkezetek hőtároló kapacitása, tervezett hőigény, belső hőmérséklet szabályozás stratégiája stb.).

Egyes kutatások szerint nagy hőtehetetlenségű falak alkalmazásakor a fűtési energia igény akár 10%-kal, a hűtési akár 20%-kal is alacsonyabb lehet, mint kis hőtehetetlenségű falak esetén. Megfelelő üzemeltetés és hatékony kihasználtság esetén a hőtároló tömeg szerepe hangsúlyosabbá válik (Aste et al. 2009).

Korábbi kutatások azt mutatják, hogy az épület-energetikai számítások során, a belső felületeken (padló, fal, födém) figyelembe vett konvektív hőátadási tényező helyes megválasztása legalább ugyanilyen fontos (Akbari et al. 1986, 1987). E tanulmányok szerint, megfelelő hőszigetelés mellett

40%-os eltérés is mutatkozhat az épület fűtési energia-igényében (0,5-10,0 W/m<sup>2</sup>K között változtatva a konvektív hőátadási tényező értékét); szigeteletlen, vagy gyengén szigetelt lakóépületek esetén a különbség akár háromszoros is lehet. A nagy hőtároló tömeggel bíró épületek esetén a szerzők javasolják, hogy a hőigény-számítások során a konvektív hőátadási tényező jellemzését oly módon végezzék, mely megfelelően tükrözi annak variációját az épületen belül.

### 2.5.5. Kisméretű hőtárolók

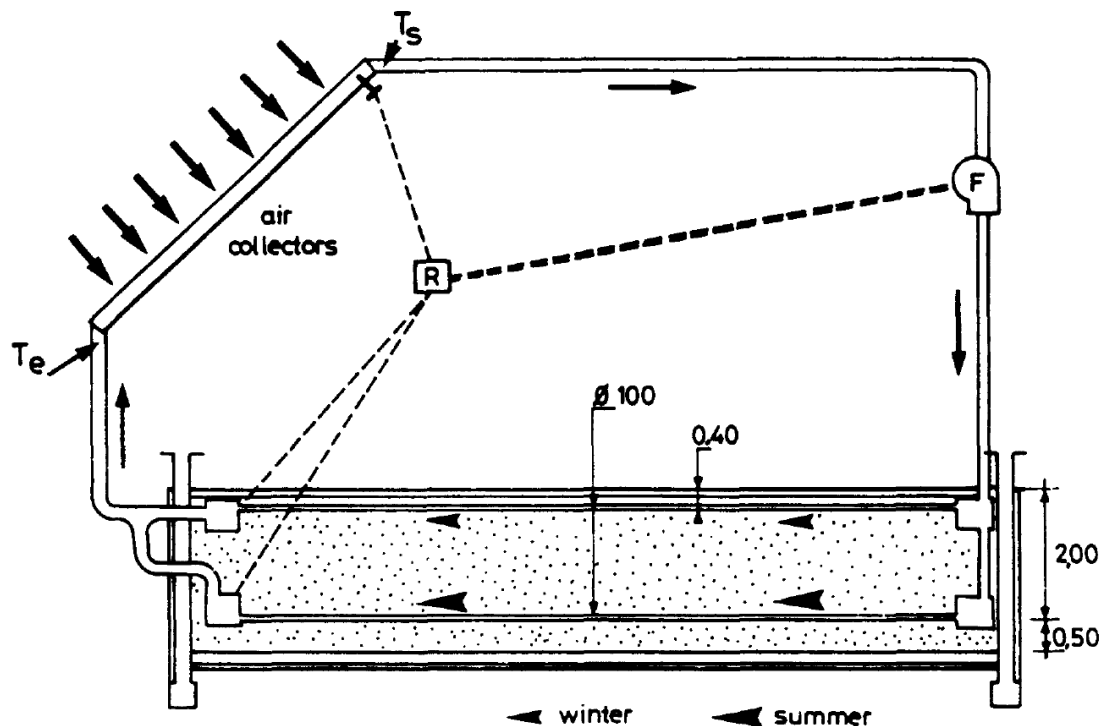
Egy nemrég megjelent tanulmányban, 12 tipikus Wales-i lakóépület számítógépes modellezésével vizsgálták, hogy mekkora szoláris részarány érhető el a fűtés és melegvíz előállítás tekintetében (Ampatzi et al. 2013). A szimulációt TRNSYS 16 szoftverrel végezték. A modellben a napenergiát vákuumcsöves napkollektor gyűjtötte, hőtárolóként melegvizet tartályt alkalmaztak. A számítások azt mutatták, hogy a legtöbb esetben, hőtároló alkalmazása nélkül, éves szinten akár 34% szoláris részarány is megvalósítható, amennyiben az energiaigény és annak rendelkezésre állása időben jól fedik egymást. Kisméretű hőtároló (300 kWh kapacitásig) alkalmazásával 42-58% szoláris részarány is elérhető (a modellezett épület jellemzőitől függően), bár a szokásosnál lényegesen nagyobb kollektor-felület szükséges hozzá (tetőfelület 54-89%-a).

Asaee és társai egy hőtárolóval kiegészített, napkollektoros fűtési(-hűtési) és használati melegvíz rendszer modellezését végezték TRNSYS 17.1 programmal, két főre méretezett, 80 m<sup>2</sup>-es, egyszintes családi ház esetén (Asaee et al. 2014). Négy jellemző kanadai klimatikus régióra történt az elemzés (Halifax, Vancouver, Montréal és Edmonton meteorológiai adatsorait felhasználva), mely során érzékenység-vizsgálatot is folytattak a vizsgált kombi rendszer éves szoláris részarányára nézve, paraméterként a napkollektor felület nagyságát, illetve a hőtároló tömb méretét választva. Számításaik szerint, egy tipikus kanadai családi ház fűtési (-hűtési) és használati melegvíz rendszerét tekintve jelentős éves szoláris részarány érhető el (76-82% között, 24 m<sup>2</sup> napkollektor-felület és 3 m<sup>3</sup> térfogatú melegvizet hőtároló, valamint 0,2 m<sup>3</sup>-es másodlagos melegvizet tartály esetén). Ezeket az értékeket a tanulmány szerzői más országokra végzett hasonló kutatásokkal is összevetették (Svédország: 83%; Törökország: 83%; Spanyolország: 61%, az alacsony érték oka szerintük az alulméretezett napkollektor-felület; Hongkong: 73%, úszómedence fűtése, november-március időszakban). Megállapították, hogy a napkollektor felületének növelése a szoláris részarány emelkedésével jár, ugyanakkor a hőtároló méretének növelését csak egy adott térfogatig érdemes végezni, mivel az adott hőfokra való felfűtéséhez szükséges energiamennyiséget a napkollektorok nem tudják biztosítani (rögzített napkollektor összfelület esetén).

Bianchi és munkatársai egy CHP (kapcsolt hő- és áramtermelő) rendszert modelleztek, olaszországi lakóházra méretezve (200 nm<sup>2</sup>-es lakótér, 20 MWh/év fűtési és melegvíz előállítási, és 3000 kWh/év villamos energia igényel). Számításaikhoz saját fejlesztésű számítógépes programkódot használtak. Megállapították, hogy EES (Electric Energy Storage) és TES (Thermal Energy Storage) együttes használata mellett, a CHP rendszer komponenseinek megfelelő méretezésével az épület üzemeltetéséhez szükséges hő- és villamos energia teljes mértékben biztosítható, és jelentős elsődleges energia megtakarítás érhető el, a CHP rendszer nélküli üzemeltetéshez képest (Bianchi et al. 2013).

Bourret és Javelas egy Toulouse-ban (Dél-Franciaország) felépített lakóház hőtároló rendszerét valósították meg és modellezték hőtechnikai szempontból. A napenergiát 18 m<sup>2</sup> felületű légkollektorral kötötték meg. A hőszállító közegként fellépő levegő átáramlott az épület alatti,

hőtároló talajrétegben kialakított, kétszintes (2 m és 0,4 m mélységben húzódó) vezetékrendszeren (5. ábra). A felső szint a téli, az alsó a nyári üzem során volt nyitva. A hőátadás a lakótér felé az aljzatbetonon keresztül passzív módon történt. Az óránkénti bontásban, közel egy éves időtartamra végzett tranziens modellezés során vizsgálták a rendszer hatásfokát (a hasznos energia és az összegyűjtött energia hányadosát), a talaj, illetve a légkollektor hőtechnikai jellemzőinek, valamint a légsebességnek a függvényében. A referencia esetben ez a hatásfok éves szinten 0,53-0,83 között változott, az energiatároló hőszigetelésének hővezetési ellenállásától függően (0-5 m<sup>2</sup>K/W) (Bourret és Javelas 1991).



**5. ábra.** Sematikus kép egy lakóépülethez tervezett, szezonális hőtárolót és légkollektort tartalmazó rendszerről. A hőtároló közeg az épület alatti talajréteg, mely a környezetétől hőtechnikailag el van szigetelve (Bourret és Javelas 1991).

Caruso és társai egy épület alatti hőtároló numerikus modellezését végezték peremelem-módszerrel, a kétdimenziós hővezetés számítását saját programkód segítségével oldották meg. Kutatásukban a hőtároló réteg anyagába (föld, homok, kavics) a hagyományos csövezés helyett hőcsöveket (heat pipe, HP) helyeztek el. Véleményük szerint egy ilyen rendszer alkalmazása („HP store”) az energia betáplálást és -kinyerést gyorsítja, továbbá a hidraulikus ellenállás is kisebb, mint hagyományos csövezés esetén. A szerzők megállapítják, hogy a hőcsövek kiosztása a hőmérséklet- és teljesítmény-igény függvénye, ugyanakkor javasolják, hogy a csőátmérő a 60-70 mm-t ne haladja meg, mert az a rendszer hatékonyságának csökkenéséhez vezet. Hangsúlyozzák továbbá a hőszigetelés fontosságát, és felhívják a figyelmet az olcsó, de magas hővezetési tényezőjű anyagok hőtároló közegként való alkalmazására, illetve ezek kutatására (Caruso et al. 1989).

Bansal és társa modellezéssel három különböző, közvetlenül a lakótér padlója alá telepített betonlemez, víztartályos, illetve e kettő kombinációjából álló hőtároló rendszer teljesítményét hasonlította össze. Modelljükben a déli kitétségű üvegfelületen keresztül beérkező napsugárzás felmelegíti a (napkollektorként funkcionáló) padlót, mely részben közvetlenül a szoba levegőjét

melegíti (konvekció), részben a hőtárolót tölti fel energiával. Éjszaka a hőtároló a padlón keresztül fűti a lakóhelyiséget, így a napi hőmérséklet-ingadozás az épületen belül mérséklődik. Több különböző hőtárolóréteg-vastagságra is elvégezték a számításokat. Véleményük szerint a víztartályos megoldás a legoptimálisabb a belső tér hőmérséklet-ingadozásának mérséklésére, továbbá 100 liter víz / 1 m<sup>2</sup> járófelület feletti tartálméret esetén már csak elhanyagolható mértékben csökken a hőmérséklet-különbség (Bansal és Singh 1985).

### **2.5.6. Víztározók, víztartályok**

A szezonális hőtárolóval (víztartály) kiegészített szoláris rendszerek tervezésének megkönnyítésére, korábban már több egyszerűsített számítási eljárást is kidolgoztak. Az egyszerűsítő feltevések között szerepel például, hogy a hőtároló hőmérséklete homogén, a nagy tárolási kapacitás miatt a rövid idejű hőmérsékleti fluktuációk elhanyagolhatóak (elegendő havi bontásban végezni a számolást), a hőtároló hővesztesége időben állandó, illetve környezetének hőmérséklete (az éves átlag hőmérséklettel megegyező) állandó (Braun et al. 1981; Drew és Selvage 1980; Lunde 1979).

### **2.5.7. Víztartó rétegben kialakított hőtárolók**

Carotenuto és társai elkészítették egy kísérleti ATES fizikai modelljét, majd véges differencia módszeren alapuló programkódot fejlesztettek a hőtároló rendszer hőtechnikai szimulációjához. Számításaikat mérési adatokkal validálták. Megállapították, hogy az ilyen rendszerek mérnöki tervezése kellőképpen pontosan elvégezhető. A hőtároló numerikus módszerrel számított hatásfoka 52% volt, mely megfelelt a mérési adatokból számítottaknak (Carotenuto et al. 1991).

A SATES rendszerek elterjedését korlátozza, hogy csak azok a víztároló rétegek alkalmasak biztonságos üzemeltetésre, melyekben nem lép fel számottevő szennyezés. Zuurbier és társai vizsgálták, hogy egy SATES rendszer működése milyen hatással lehet a klórozott szénhidrogének okozta felszín alatti szennyezés változására. A számítógépes szimulációhoz speciális szoftvercsomagot használtak (reaktív transzport modell, PHT3D), mely egyaránt alkalmas a porózus közetekben történő vízmozgásnak, az oldott anyagok transzportjának és a szennyező vegyületek lebomlásának modellezésére. Megállapították, hogy megfelelő körülmények között (kémiailag reaktív víztartó réteg), a SATES rendszer akár fel is gyorsíthatja a CHC vegyületek lebomlását, így bizonyos esetekben alkalmazhatók szennyezett víztartó rétegekben is (Zuurbier et al. 2013).

### **2.5.8. Furatos hőtároló rendszerek**

Lund és Östman függőleges furatos szezonális hőtároló (BTES) működésének hőtani modellezését végezték, figyelembe véve a teljes fűtési rendszert. 500 db egyenként 120 m<sup>2</sup>-es alapterületű ház távfűtése és melegvíz biztosítása volt a cél (a feltételezett teljes hőigény 5 GWh/év, illetve 2 GWh/év volt, ebben a sorrendben). A szimulációt Helsinkire (é. sz. 60°) jellemző klimatikus viszonyok tükrében futtatták le. A számítások során a napenergia begyűjtése napkollektorral történt, hőszivattyúval és két, rövid távú hőtárolásra szolgáló víztartállyal kombinálva, így növelve a rendszer hatásfokát. A melegvízes hőtárolók közül az egyik a napkollektor és a furatos hőtároló között, a másik a napkollektor és az épületek között pufferként funkcionált, tekintve a rendelkezésre álló napenergia mennyiségének erős ingadozását, és a földalatti hőtároló lassabb hőfelvevő képességét. A furatos hőtároló háromdimenziós modellezését véges differencia módszerrel végezték. A számítás során figyelembe vették a tároló közegben fellépő konvektív hőáramlást is. A kapcsolódó egységek (napkollektor, víztartályok, hőszivattyú, épületek, vezérlés) esetében egyéb alkalmas összefüggéseket



használtak (pl. Hottel-Whillier-Bliss egyenlet). Vizsgálták többek között a napkollektorok területének, a szezonális hőtároló térfogatának és a tároló közeg (pl. tömör kőzet, homok) vízáteresztő-képességének, valamint a szoláris részarányának a rendszer hatékonyságára vonatkozó hatását, emellett gazdasági elemzést is végeztek. Számításaik szerint, amennyiben a felhasznált napenergia a fűtéshez és melegvíz-előállításához szükséges energiának kevesebb mint 40%-a, a kisebb méretű szezonális hőtárolók hatásfoka magasabb, mint a nagyobb méretűeké. Utóbbiak esetén ugyanis egy adott töltöttségi állapot eléréséhez több energia szükséges (azok nagyobb tárolókapacitása miatt), így a betáplált energiamennyiség kisebb része nyerhető vissza. 45-70% közötti szoláris részarány mellett, magasabb tárolási átlaghőmérséklet és nagyobb térfogat szükséges, s ezzel párhuzamosan csökken a szezonális hőtárolónak a betáplált hőmennyiségre vonatkoztatott hővesztesége. Még tovább növelve a felhasznált napenergia arányát, úgy tűnik, hogy a kisebb méretű, magasabb üzemi hőmérsékletű hőtárolók nyújtanak jobb teljesítményt, mivel ezekből már közvetlenül fedezhető a lakáscélú hőigény, a hőszivattyú kikerülésével. Példaként említik, hogy lakóépületenként 35 m<sup>2</sup> napkollektor területtel és 550 m<sup>3</sup> tárolási térfogattal számolva, 70%-os szoláris részarány érhető el (Lund és Östman 1985).

De Ridder és társai kifejlesztettek egy költségoptimalizáló vezérlő algoritmust, mellyel biztosítható a hőtároló hőmérsékletének adott korlátok között tartása, így elkerülhető a hőszivattyú és a hőtároló túlméretezése. Az alkalmazott dinamikus programozási eljárás a BTES hőmérséklet-eloszlását, a becsült időjárási körülményeket és a hűtési-fűtési igényt figyelembe véve, heti bontásban megadja azt a (szezonális hőtárolóból) kivonható hőmennyiséget, mely mellett az egész rendszer üzemeltetési költsége minimálisan tartható. Amennyiben ez nem fedezi az aktuális fűtési/hűtési hőigényt, hagyományos rendszerrel történik a rásegítés, a költségszámításban ezt az algoritmus figyelembe veszi. A modellezés alapjául egy 2007-ben Flandriában (Belgium) üzembe helyezett BTES szolgált (De Ridder et al. 2011).

Lazarotto a furatos hőtárolók (Borehole TES, BTES) hőtani modellezését végezte, hálózat alapú módszerrel, konvolúciós eljáráson alapuló numerikus algoritmust alkalmazva. A hagyományos konvolúciós módszerekhez képest ez a módszer lehetővé teszi, hogy vizsgálják a furatok kiosztásának hatását a rendszer működésére hő- és tömegáram szempontjából. Példaként említik azt az esetet, amikor egy irodaépületnél egyszerre van szükség hűtésre és fűtésre, s ennek biztosítása párhuzamosan a hőtároló két különböző területéről történik. Véleményük szerint a módszer, rugalmasságának köszönhetően, alkalmas a hőtárolóban elhelyezett U-csövek elrendezésének, és a vezérlés hatékonyságának az elemzésére (Lazarotto 2014).

Mindenképpen szeretném megemlíteni Dupray és társai munkáját, akik egy olyan nagyméretű (>30.000 m<sup>3</sup>) szezonális hőtároló kétdimenziós, kapcsolt (hőtani, mechanikai és hidraulikai) végeselem modellezését végezték, mely az épületek mélyalapozásánál használt cölöprendszer és az azt körbeölelő talajréteg együtteséből áll. Az elrendezés a furatos hőtárolókéhoz hasonló, az U-csövek a cölöpökben futnak. A tanulmány szerint, az épület alapozásához szervesen hozzátartozó TES hatásfokát alig befolyásolja a hőtároló éves átlagos hőmérsékletének emelése, továbbá a cölöpök egyenletes melegítése kisebb mechanikai terhelést jelent a rendszerre nézve, mint amikor csak bizonyos részeit fűtik a hőtárolónak. Az időben változó modellezésnek köszönhetően a talajban és a cölöpökben fellépő feszültségek alakulása jól becsülhető, és a statikailag kritikus pontok is feltérképezhetők (Dupray et al. 2014).

### 2.5.9. Naptavak

Rubin és kutatócsoportja szimulációs eljárást fejlesztettek ki, mellyel elemezhetőek azok a fizikai jelenségek, melyek a felfűtés és a hő kivonás közben a naptóban fellépnek (energiaáramlás, koncentráció-gradiens változása, stb.). Az egydimenziós hővezetés véges differencia modelljében, a tóban esetlegesen fellépő rendszerléptékű konvekciót elhanyagolták, a helyi (rétegen belüli) konvekciót pedig a hővezetési tényező módosításával vették figyelembe. Több, dimenzió nélküli változó hatását vizsgálták (napsugárzás intenzitása, tó optikai mélysége, aljzat abszorpciós tényezője, Nusselt-szám) (Rubin et al. 1984).

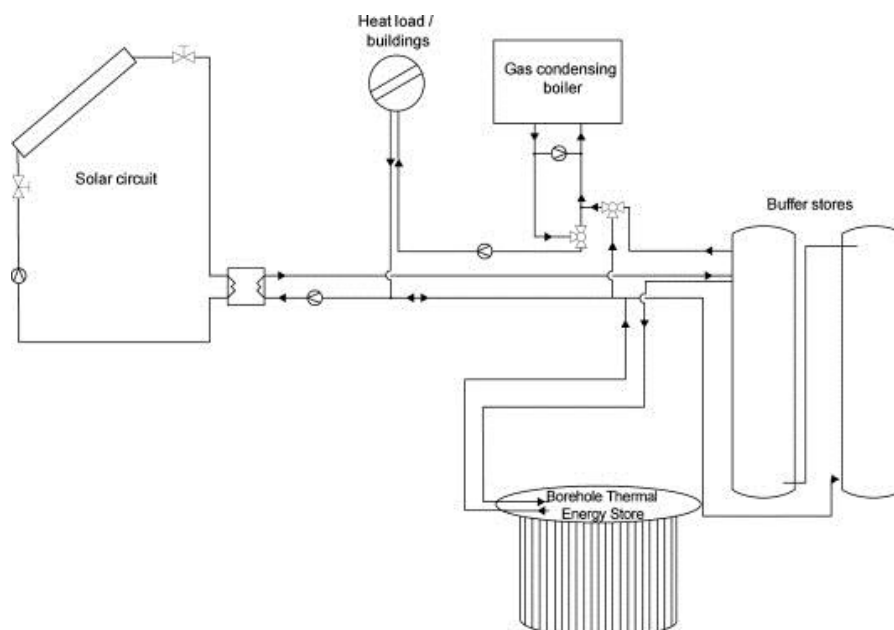
Suárez és társai kísérleti úton és 2-dimenziós numerikus modellel vizsgálták, milyen tényezők befolyásolják érdemben a nagy kiterjedésű naptavak működését. Megállapították, hogy a tó vizének zavarossága nagyobb hatással van ezek teljesítményére, mint a kisméretű naptavakéra, a tó geometriája és szigetelése azonban inkább az utóbbiak hatásfokát befolyásolja. Kijelentik, hogy a tárolási zónába bejutó energia mennyisége függ a megvilágítás spektrális eloszlásától is. E tényezők együttes hatása miatt, a kisméretű naptavak kevesebb energiát tárolnak fajlagosan, mint a nagy kiterjedésűek (Suárez et al. 2014).

Naptavak energia- és tömegáramlásának numerikus, kétdimenziós modellezését végezte Boudhiaf és Baccar, véges térfogatok módszerével. Többek között megállapították, hogy adott vízmélység mellett növelve a tó alapterületét, a felső és az alsó konvektív zónában a közeg homogenizációja nagyobb mértékű lesz (Boudhiaf és Baccar 2014).

### 2.5.10. Szoláris erőművek

Guadalfajara és társai szezonális hőtárolóval egybekapcsolt, távfűtést biztosító szoláris erőművek (Central Solar Heating Plants with Seasonal Storage, CSHPSS) tervezésének, méretezésének megkönnyítésére fejlesztettek ki egy egyszerű módszert. Ennek lényege, hogy a számítás során, a hőigény és az időjárási adatok ismeretében, havi és éves bontásban vizsgálják a napkollektorok teljesítményét, a hőtároló hőmérsékletét és energiamérlegét (betáplált, kivont és veszteség-hő), a hőcserélő hatásfokát, a kiegészítő energiaforrásból történő rásegítés mértékét, a szoláris részarányt, valamint a rendszer hatásfokát. Emellett költségelemzést is végeznek. A módszer számos paraméterrel dolgozik, a szezonális hőtároló (hengeres víztartály) esetén például egyebek között megadható annak térfogata, a magasság/átmérő arány, a legkisebb és legnagyobb tárolási hőmérséklet. Bár az eljárás nem helyettesíti a már meglévő, speciális számítási eszközöket, azonban jó becslést ad a tervezett rendszer főbb tulajdonságait illetően (Guadalfajara et al. 2014b).

Bauer és társai a Németországban a Solarthermie2000 és a Solarthermie2000plus projektek keretében, 1996 és 2008 között megvalósult CSHP rendszerek bemutatását, összehasonlítását és értékelését végezték el. Munkájukban négyféle (HWTES, GVTES, ATES, BTES) nagyméretű szezonális hőtároló típusra támaszkodó rendszert ismertetnek, melyek közül az egyik sematikus rajza látható a 6. ábrán. A szerzők javaslatokat tesznek a vizsgált rendszerek hatékonyabbá tételére (pl. a BTES rendszerek puffertárolóinak fejlesztése), valamint felhívják a figyelmet a hosszú távú monitorozás és a szimulációs modellek fontosságára (Bauer et al. 2010).



**6. ábra.** Egy BTES típusú szezonális hőtárolót használó CSHPSS rendszer (Neckarsulm, Németország) hidraulikus vázlat (Bauer et al. 2010).

Egy másik kutatás során TRNSYS dinamikus szimulációs szoftverrel elemzést végeztek, több spanyolországi város klimatikus viszonyait is figyelembe véve. A modellben szereplő CSHPSS rendszernek fedeznie kellett 1.000 db 100 m<sup>2</sup>-es társasházi lakás fűtését, az egész évben, 50% szoláris arány mellett. Cél volt a rendelkezésre álló napenergia teljes kihasználása, ugyanakkor a hőtároló túlméretezésének elkerülése. A teljes fűtési rendszert modellezték, az egyes komponensek (pl. napkollektor, hőtároló, vezetékek, hőcserélő, stb.) a szoftver által felkínált modell típusok közül kerültek kiválasztásra (ezek paramétereit módosíthatók). A szimuláció során egy henger alakú víztartály szolgált szezonális hőtárolóként, melynek magasság/átmérő aránya 0,6 volt. A tartály körül 50 cm vastag XPS hőszigetelést modellezték, 0,06 W/m<sup>2</sup>K hőátbocsátási tényezővel. A hőtárolóban sztratifikációt feltételeztek. Ennek modellezéséhez a tartály vizét 10 rétegre osztották, s a modell térben az egymást követő rétegek külön egységként szerepeltek, más-más hőmérséklettel. A számítások szerint, az 50% szoláris arány eléréséhez, éves szinten 0,45-0,75 m<sup>2</sup> napkollektor-felület szükséges 1 MWh fűtési energia-igény fedezéséhez, és 1 m<sup>2</sup> napkollektor-felületre 3-9 m<sup>3</sup> hőtároló térfogatot kell biztosítani. A szezonális hőtároló hatásfoka minden számított esetben 99% fölöttinek adódott, s a legnagyobb tartály 35.000 m<sup>3</sup>-es volt. A költségelemzést elvégezve megállapították, hogy a hagyományos rendszerekkel versenyképes áron lehet előállítani a szükséges hőt (Guadalfajara et al. 2012).

### 2.5.11. Exergetikai modellezés

Bindra és társai egy golyókkal töltött, hengeres hőtároló tartály exergia analízisét végezték el. A hőszállító közeg forró levegő volt, a golyók anyaga egyik esetben alumínium (szenzibilis hőtárolás), másik esetben több különböző fázisváltó anyag (látens hőtárolás). Megállapítják, hogy golyókkal töltött tartályokban (packed bed) történő, magas hőmérsékletű hőtárolás mellett, a szenzibilis technológiával sokkal magasabb exergia-visszanyerés érhető el, mint látens hőtárolással. Ezen túlmenően részletesen kitérnek a hőmérsékleti rétegződés (sztratifikáció) és a tároló hőszigetelésének fontosságára (Bindra et al. 2013).

Ezan és munkatársai egy henger alakú, látens hőtároló különböző paramétereinek változtatásával (hőszállító közeg belépő hőmérséklete és áramlási sebessége, csőfal anyaga, PCM típusa) vizsgálták annak energetikai és exergetikai hatásfokát. Többek között megállapítják, hogy a TES felfűtésekor magasabb belépő hőmérséklet, illetve nagyobb áramlási sebesség esetén az energetikai hatásfok csökken, az exergetikai pedig növekszik. A két említett paraméter közül a hőmérséklet a meghatározó (Ezan et al. 2010).

Caliskan és munkatársai egy termokémiai (TTES) és egy szenibilis (ATES) hőtároló együttesével ellátott, új típusú fűtésrendszer energetikai és exergetikai elemzését hajtották végre. Számításaikat a teljes rendszerre és külön-külön minden komponensére (pl. napkollektor, hőcserélő, padlófűtés) is elvégezték. Megállapították, hogy a kétféle hőtároló közül az ATES-nek magasabb az exergetikai hatásfoka (~56-89%, szemben a TTES ~47-85%-ával). Az összes vizsgált komponens közül a napkollektor energetikai hatásfoka volt a legmagasabb (~97%), miközben az exergetikai hatásfokot tekintve a padlófűtés vezetett (~98%). Kijelentik, hogy a két hőtároló együttesen képes fedezni az épület fűtési energia igényét (Caliskan et al. 2012a). Az általuk vizsgált fűtési rendszert kiegészítve egy falba épített látens hőtárolóval (LTES), újabb energetikai és exergetikai számításokat végeztek. Megállapították, hogy a három TES közül az LTES hatásfoka a legalacsonyabb, ugyanakkor ennek alkalmazásával csökken az épület fűtési energia igénye (Caliskan et al. 2012b).

### 3. A kísérleti hőtömb

#### 3.1. A tömb felépítése, az energia betáplálás és a hővisszanyerés elemei

2011-ben Ágfalván egy innovatív szigetelőrendszerrel ellátott (Pásztory et al. 2015), kísérleti könnyűszerkezetes faház épült fel (7. ábra) a Nyugat-magyarországi Egyetem Innovációs Központja és az Ubrankovics Kft. együttműködésének eredményeként. Az említett gerendavázis épületben 2011 nyarán egy szilárd töltetű szezonális, szenzibilis hőtárolót helyeztünk el (Horváth és Pásztory 2013a, 2013b, 2014) egy külön erre a célra kialakított helyiségben.



**7. ábra.** A kísérleti szezonális hőtároló tömböt befogadó, könnyűszerkezetes faház (Kép forrása: NYME Innovációs Központ).

A szenzibilis hőtároló tervezett üzemi hőmérséklet-tartománya meglehetősen nagy ( $\sim 200^{\circ}\text{C}$ ), így a környezet irányába fellépő energiavesztés minimalizálásához megfelelő vastagságú hőszigetelő rendszer szükséges. Ennek megvalósításához az előzetes számítások és a rendelkezésre álló források ismeretében, három különböző szigetelőanyag kombinációját használtuk. A legkülső réteg mindkét oldalán alumínium-kasírozott PIR táblákból készült, melynek vastagsága 21 cm volt. A második szigetelőréteget 60 cm  $\times$  60 cm méretű FOAMGLAS W+F habüveg táblákból alakítottuk ki. A tömb négy oldalán és alján 14 cm vastag táblákat használtunk két rétegben. A tömb tetején egy 14 cm-es és egy 12 cm-es réteg került egymásra. A táblákat speciális (a gyártó által javasolt és rendelkezésre bocsátott) ragasztóanyaggal vontuk be az illeszkedéseknél fellépő, néhány mm-es hézagok kitöltésére és a stabilitás növelése céljából. A tömb szilárd töltetéhez legközelebb álló, harmadik szigetelőréteg 5 cm vastag, mikroporozus, nagy hőtűrésű szigetelő táblákból áll (WDS Ultra), melyet a felső oldalon egy, a többi oldalon két rétegben alkalmaztunk. A háromrétegű hőszigetelő rendszer és a tömb szilárd töltete között oldalirányban néhány cm vastag hézagot hagytunk, mely további szigetelő réteggént szolgált, tekintettel a nyugvó levegő alacsony hővezető képességére ( $\lambda = 0,027 \text{ W/mK}$ ). A sugárzásos hőátadás csökkentése érdekében a WDS Ultra réteg belső oldalán alumíniumfóliát rögzítettünk.

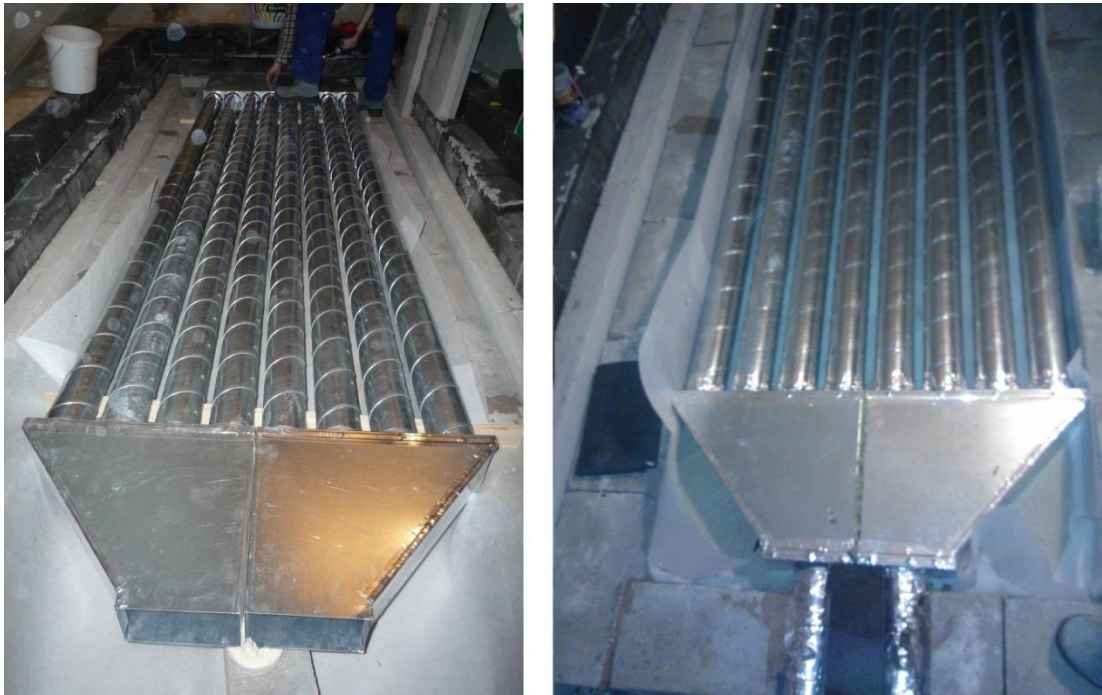
Mivel a hőtároló tömb teljes magassága meghaladta a befogadó helyiség bal oldalán mért belső magasságot, ezért a legkülső szigetelőréteg felső, vízszintes élét kis mértékben (~10 cm), ferdén le kellett metszeni. A helyiség jobb hátsó sarkában néhány épületgépészeti csővezeték helyigénye miatt ugyancsak alakítani kellett a PIR táblák geometriáját. Ezeket a módosításokat a végeelem modellben figyelmen kívül hagytam, a vélhetően csekély mértékű hőtechnikai szerepük miatt.

A szezonális hőtároló tömb hőtároló közegének kiválasztásakor az Innovációs Központ vezetése az egységnyi térfogatra vetített legnagyobb tárolási energiasűrűség elérésére törekedett, az anyag- és megvalósítási költségek figyelembe vételével. Ebből adódóan a fajlagos hőkapacitás, a térfogatsűrűség és az elérhető üzemi hőmérséklet-különbség szorzatát igyekeztek maximalizálni. Olyan szilárd anyagot kerestek, mely megfelelő állékonysággal rendelkezik, annak érdekében, hogy a tároláshoz külön tartályra ne legyen szükség. A döntés eredményeként a szezonális hőtároló 4,20 m × 1,40 m alapterületű szilárd töltete 13 sor süllyesztett útszegélykőből épült, melynek méretei 40 cm × 20 cm × 15 cm (hossz × szélesség × magasság). A töltet magassága így 1,95 m. A stabilitás növelése érdekében a köveket kötésben raktuk le, és a két szélső sort ragasztással erősítettük meg. Egyéb illesztéseknél homokkal töltöttük ki a hézagokat, hogy a kontakt hőellenállást csökkentsük.

A tömb aktív felfűtése elektromos energia hőenergiává konvertálásával végezhető. Ezt 8 db, középen U alakban meghajlított fűtőspirál hivatott megvalósítani, melyeket a 6. és 7. téglasor között, egyenletes kiosztással (a szilárd töltet szélén 10 cm-t szabadon hagyva), hosszirányban fektettünk le, a 6. téglasor tetején vésett árkokba illesztve, hogy a felső rétegek nagy súlya miatti szálszakadást és egyéb deformációkat elkerüljük. A fűtőspirálok kivezetéseinek elektromos szigetelését kerámia gyöngyök felfűzésével biztosítottuk. A fűtőspirálok bekötése az elmúlt időszakban többször módosításra került, mert bár igyekeztünk mindent megtenni annak érdekében, hogy szálszakadás ne következzen be, néhány spirál esetében visszafordíthatatlan károsodás lépett fel. A tömb felfűtése részben hálózati áramforrásról történt (szakaszos fűtési kísérlet, 4.3. fejezet), döntően azonban napenergia felhasználásával, utóbbit a gerendavázis faépület tetőrendszerére rögzített, 16 panelből álló, 3 kWp összeteljesítményű, fotovoltaikus (napelemes) rendszer biztosította.

A hőtároló tömbből történő aktív hővisszanyerést a szilárd töltet tetején (a hőszigetelés alatt) kialakított hőcserélő rendszer teszi lehetővé. Ennek kialakítása többlépcsős folyamat volt. Az első változat egyszerű felépítése nem biztosított megfelelő mértékű hővisszanyerést a tömbből, ezért 2014. január elején teljes mértékben átalakításra került. Az új hőcserélő geometriája az 8. ábrán látható. Ezt a kivitelezést vettem alapul a szezonális hőtároló részletes modellezésekor, valamint a hőcserélő optimalizálásakor. A hőcserélő 0,5 mm vastag horganyzott acéllemezből készült, kétoldali szimmetriával bíró egység, melynek középső részét 8 db párhuzamosan futó, 3 m hosszú, 0,10 m átmérőjű hengeres cső alkotja. A tömb hátulsó részén ezek egy közös, félhenger alakú, 0,5 m sugarú és 0,12 m magas kamrába csatlakoznak. A tömb első felén a négy baloldali és a négy jobboldali cső külön kamrába csatlakozik; a bal oldali a bevezető, a jobb oldali a kivezető ág része. E kamrák alakja trapéz keresztmetszetű hasáb, magasságuk 0,12 m. (A trapéz magassága 0,4 m, alapjai 0,495 m és 0,2 m hosszúak.) A két kamra közötti hőátadás csökkentését a közöttük elhelyezett kőzetgyapot hőszigetelő lap segíti elő. A hőcserélő be- és kivezető szakaszai részben 0,1 m átmérőjű hengeres horganyzott acélcsövek, melyek egyik végükön az előbb leírt kamrákba csatlakoznak. E két cső másik vége ugyanakkor a hőtároló tömb szigetelésén keresztül futó egy-egy tefloncsőhöz kapcsolódik, mivel utóbbiak anyaga szintén viszonylag magas hőt képes elviselni, de alacsony hővezetési tényezőjének köszönhetően lényegesen kisebb a bekötéseknél fellépő hőhíd okozta hővesztés, mintha a

horganyzott acélcsövek lennének kivezetve. Emellett a legkülső szigetelőrétegben a tefloncsöveket körülvevő, 0,5 m × 0,5 m négyzetes keresztmetszetű habüveg hasáb biztosítja, hogy a kivezetésnél időszakonként fellépő magas hőmérséklet a PIR anyagában ne okozzon degradációt.



**8. ábra.** A hőcserélő összeszerelés közben (balra), illetve elkészült állapotban (jobbra), a helyére illesztve (Képek forrása: NymE Innovációs Központ).

A hőcserélőt a szilárd töltet felső peremén egy szegélykő-sor veszi körbe, ezen belül a hővisszanyerő egység körüli hézagokat homok tölti ki. A hőcserélő rendszert a szegélykő-sor tetejére feltámasztott acéllemez zárja le felülről, mely a felső szigetelés részleges teherhordását szolgálja. A hőátadás hatékonyságának növelésére (a hőtároló közeg nem túl magas hővezetési tényezője miatt), összesen 23 db, egyenként 0,35 m hosszú, 0,01 m átmérőjű alumínium rudat fúrunk le a tömb hátsó felében, meghatározott kiosztással (9. ábra). A rudak felső végén 0,5 mm vastag, 0,09 m oldalhosszúságú, négyzetes alumíniumlapokat rögzítettünk, a rudak és a hőcserélő fala közötti hőátadás fokozása érdekében.

A hőcserélő bevezető szakaszához tartozó kamrában utólag elhelyeztünk három darab légtelítő kefért, melyek a jelen dolgozat 4.5. fejezetében ismertetett számítógépes modellezés eredményeül kapott légáram-eloszlás javítását célozzák meg, nevezetesen a kamrába beáramló légtömeg egyenletesebb szétosztását a hőcserélő bevezető ágának négy csatornája között, melynek következtében a hőcserélőben áramló levegő felmelegítése nagyobb határfokkal történik.

A hőtároló hőcserélője az épület légtechnikai rendszerének szerves része, a tömbből visszanyert hő közvetlenül a lakótér levegőjének felmelegítésére fordítódik. A hőcserélő be- és kivezető szakaszán a légáram nagysága pillangószeleppel szabályozható, a két szelep elfordítása ugyanazon elektromos motorral, összehangoltan történik. Fűtési időszakon kívül a hőtároló tömb a légtechnikai rendszerről leköthető és egy erre célra kifejlesztett szigetelő dugóval lezárható.



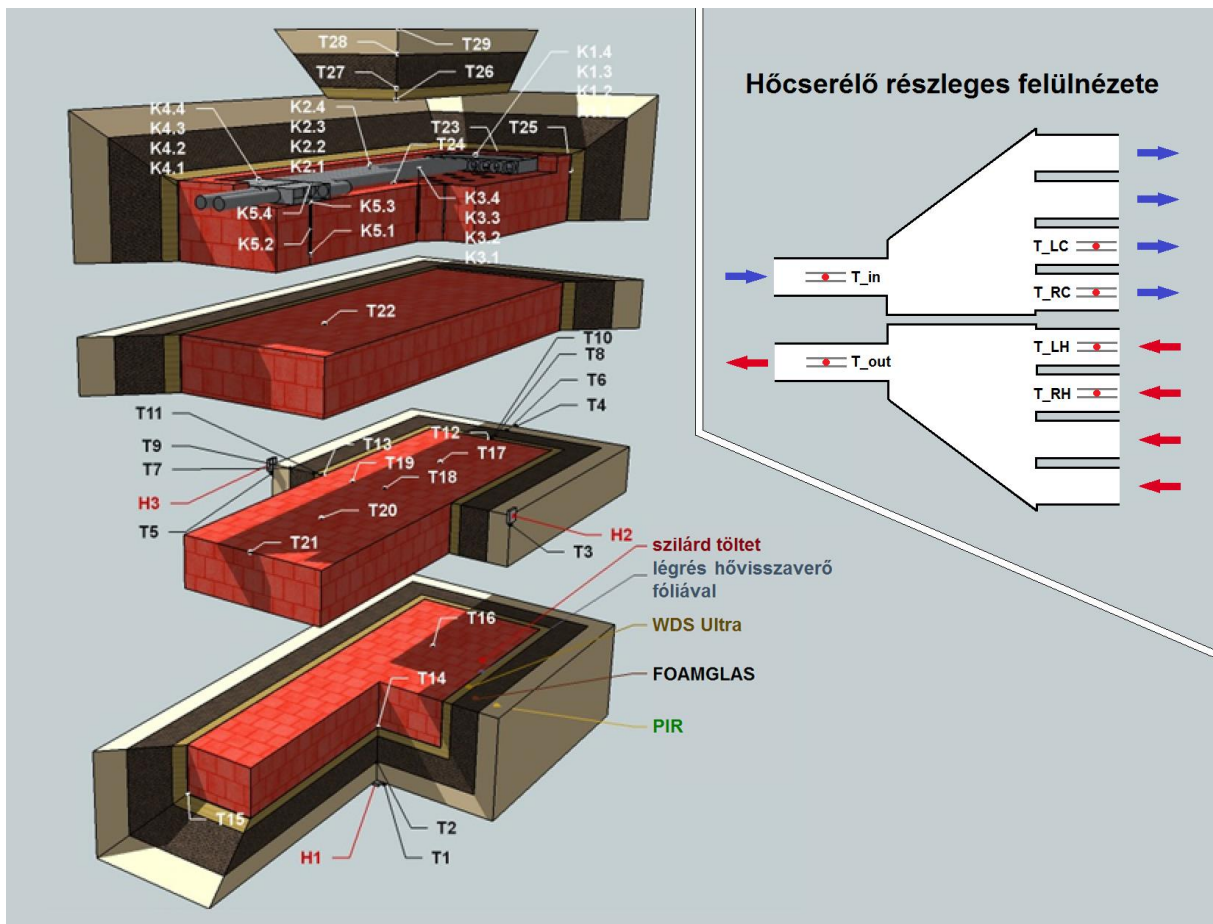
**9. ábra.** Hővezető rudak kiosztása. A képen egyebek mellett a hőszigetelő rendszer szerkezeti felépítése és a hőcserélő néhány eleme is látható (Kép forrása: NymE Innovációs Központ).

### 3.2. A tömb hőtani monitorozása, a mérési adatok feldolgozása

A kísérleti szezonális hőtároló hőfokeloszlásának nyomon követése céljából számos K-típusú (NiCr-Ni) hőelemet (termoelemet) helyeztünk el a tömbben és annak felszínén, valamint a hőcserélőben (10. ábra). Utóbbi esetben a szenzorok feladata az áramló levegő hőmérsékletének mérése volt. A hőcserélő falának magas hőmérséklete miatti sugárzásos hőátadás minimalizálása érdekében a hőelemeket 3 cm átmérőjű, vékony falú alumíniumcsövek által védve telepítettük.

A termoelemeken kívül, a tömb három oldalán egy-egy AHLBORN FQA118 típusú (120 mm × 120 mm × 1,5 mm méretű) hőáram-mérő érzékelőlapot is elhelyeztünk (AHLBORN é. n.). A hőcserélő be- és kivezető szakaszán az áramló levegő sebességének meghatározásához Kimo Instruments CTV 210 légsebesség és hőmérsékletmérő berendezést alkalmaztunk. A hőtároló tömb felfűtése során a fűtőspirál-rendszer bemenetére kapcsolt elektromos feszültség nagyságát és a fellépő áramerősséget is mértük, az energia-betáplálási teljesítmény nyomon követéséhez. Az említett mérések (hőmérséklet, hőáram, elektromos feszültség, áramerősség, légsebesség) során indukált analóg jelet (áramerősség ill. elektromos feszültség) megfelelően konfigurált Advantech ADAM-4017 feszültségmérő és ADAM-4018 termoelem-mérő modulok dolgozták fel és alakították át digitális jellé. A K-típusú termoelemek egyedi kalibrálására nem került sor, mivel az ezek jeleit átalakító ADAM modulok gyárilag kalibráltak. E modulok közül néhány a tömbre vonatkozó mérések mellett a tömbtől balra található, külső épülethatároló szerkezet hőfok- és páraeloszlásáról is gyűjtöttek adatokat. Az említett modulok jeleit ADAM-4520 (RS485-RS232 átalakító) továbbította az adatrögzítő egység felé, soros (RS-232) porton keresztül.





10. ábra. Hőmérséklet- (T# és K# jelöléssel) és hőárammérő (H# jelöléssel) szenzorok elhelyezkedése a kísérleti hőtároló tömbben (Kép forrása: NymE Innovációs Központ).



11. ábra. A hőtömb monitorozására használt szoftver kezelőfelülete (Forrás: NymE Innovációs Központ).

Az adatrögzítést a kísérleti gerendavázas lakóépületben külön erre a célra kihelyezett személyi számítógép végezte. A Windows® operációs rendszeren futó, monitorozó és adatrögzítő szoftver egyedi fejlesztés eredménye (11. ábra). A mérések gyakorisága a programban beállítható, az alsó határ az ADAM modulok jelfeldolgozó és adattovábbító sebességétől, valamint a csatlakozó szenzorok számától függ. A mérés kezdeti időszakában először nagyobb időintervallumot választottunk (10-15 perc), azonban tekintve a besugárzott napenergia nagyságának felhősödéstől függő rapszodikus, gyors változását, szükségesnek mutatkozott az időbeli felbontás finomítása. Így a mérési időszakban döntően a percenként történő lekérdezést alkalmaztuk. Az adatok rögzítése MRT kiterjesztésű fájllokba történt, minden naptári nap esetén külön-külön. A szoftver lehetőséget ad az elmentett állományok szövegfájljává (TXT) konvertálására, melynek során több napra vonatkozó adatok is összefűzhetők (pl. heti, havi adatsor készítése).

Az adatok Microsoft® Excel® programba importálása után elvégeztem a nyilvánvalóan téves adatok kiszűrését (hibásan működő hőelemek). Az adatok további felhasználása előtt, a mérés során fellépő véletlen hibák csökkentése érdekében a mozgó átlagok módszerét alkalmaztam. Mivel ezt a fajta simító eljárást számos különböző paraméter értékkel használják a gyakorlatban, ez ügyben tanácsot kértem Dr. Csanády Viktória docens asszonytól. Az általa javasoltaknak megfelelően, az átlagolandó értékek tagszámát alacsonynak választottam ( $k = 4$ ), hogy a szoláris besugárzásban hirtelen történő intenzitás-változás hatását csak minimális mértékben tompítsam. Amennyiben  $k$  értéke páros, a mozgóátlagolással kapott értékek az idősor két-két időpontja közé kerülnek. Így a számított trendadatokra újabb mozgóátlagolást, úgynevezett centrírozást (középre igazítást) végeztem,  $k = 2$  választással. A két művelet összevonva is elvégezhető, az alábbi képlet alapján:

$$\bar{u}_i = \frac{u_{i-2} + 2u_{i-1} + 2u_i + 2u_{i+1} + u_{i+2}}{8} \quad (1)$$

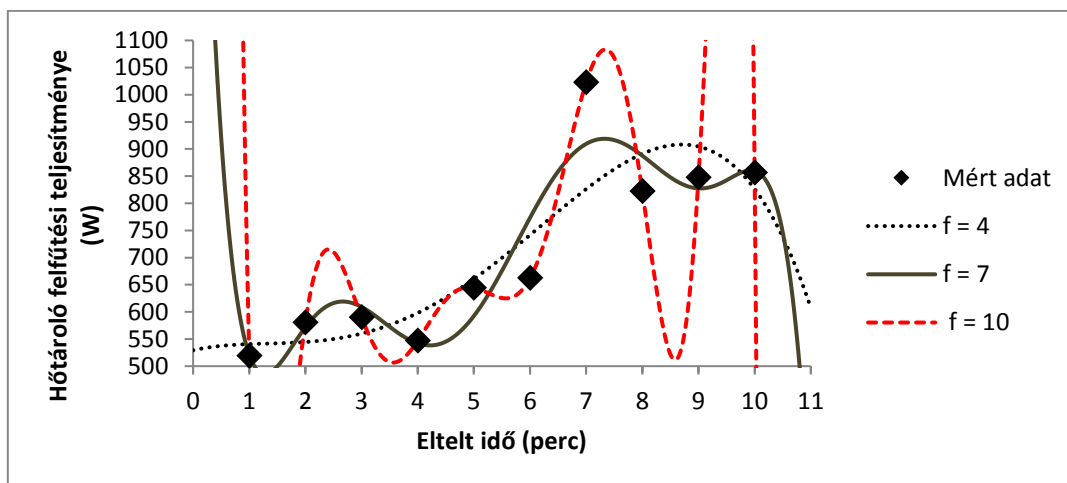
ahol  $u_i$  a mért adat,  $\bar{u}_i$  a centrírozás után kapott érték. Utóbbi az azonos indexű mért érték időpontjához tartozó trendadat.

Az előbb leírt mozgóátlagolás során a felhasznált adatsor elemszáma négyvel csökken ( $n$  számú mért értékből  $n - 4$  számú centrírozott érték adódik). Így a végeelem modellezésnél figyelembe vett centrírozott adatsorhoz mindig felhasználásra került a vizsgált időszak mérési adatsorát megelőző és azt követő 2-2 további mért érték is.

A szezonális hőtároló szoláris rendszerrel való felfűtésének számítógépes modellezése során a fűtőszálakra vonatkozó energia-betáplálási teljesítmény peremfeltételként történő megadásakor a centrírozott mérési adatokat használtam fel, percenkénti felbontásban (a feszültség és az áramerősség szorzataként számolva a tömbbe bevitt fűtési teljesítményt). Az időben változó modellezés futtatása előtt, a végeelem-szoftver feladatmegoldó programrészének („Time-Dependent Solver”) beállításai közt kiválasztható, hogy az időbeli lépésköz nagyságáról a program önállóan döntsön, elemezve a hőmérsékletmező, valamint a peremfeltételek változását („Free” opció), vagy a felhasználó által meghatározott időpontokban mindenképpen elvégezze a számítást („Intermediate” illetve „Strict” opciók). Míg előbbi esetben a program – tapasztalataim szerint – sokszor figyelmen kívül hagyta a bevitt fűtési teljesítmény kiugró megváltozásait (elnagyolt modell), utóbbi esetben a kis lépésköz miatt (percenkénti teljesítményadatok) a számolás túl sok ideig tartott volna, a rendelkezésre álló erőforrásokat figyelembe véve.

Szükségesnek mutatkozott tehát olyan adatsorozat generálása a fűtési teljesítményadatokhoz tartozó időpontok szűrésével, melyet a végeselem-szoftverben megadva, a kívánt időpontokban történhetett a hőmérsékletmező és a származtatott adatok kiszámolása. A megfelelő időadatokat kirotálása során fontos szempont volt, hogy a fűtési teljesítményben mutatkozó időbeli ingadozásokat a szűrt adatsor is elfogadható mértékben tükrözze, ugyanakkor a végeselem-program futása minimális lépésszám mellett valósuljon meg. A nagyméretű adatsor miatt olyan automatizált algoritmusra volt szükség, amely megfelelően kezeli a fűtési teljesítmény véletlenszerűen ingadozó jellegét.

Közismert, bevált gyakorlati eljárás, hogy a mért adatsorra regressziós vagy interpolációs függvényeket, spline-okat illesztnek, így jellemezve egy folyamat alakulását. A trendvonal illesztésekor alkalmazható, különféle regressziós modellek közül a polinomiális regresszió tűnhet a legcélravezetőbbnek (legkisebb négyzetek módszerével), tekintve a fűtési teljesítmény változásának rapszodikus voltát. Azonban e megoldásnál kérdéses lehet a megfelelő fokszám megválasztása. Túl alacsony fokszám esetén a görbe nem illeszkedik elég szorosan a mért adatsorra, túl magas fokszám mellett pedig két mérési adatpont között az illesztett függvény menete jelentősen eltérhet a szemmel látható trendtől. Az imént leírtak szemléltetése végett, a 12. ábrán egy negyed-, egy heted-, valamint egy tizedfokú polinomfüggvény grafikonját ábrázoltam az adatpontok mellett, s megadtam az illeszkedés szorosságát „jellemző” determinációs együtthatók értékeit is. Látható, hogy bár a legmagasabb választott fokszám esetén az együttható értéke 1, a görbe nem alkalmas a folyamat jellemzésére. Itt szükséges megjegyezni, hogy ilyen magas fokszámú polinomok használata a gyakorlatban nem indokolt, a szemléltetéshez tisztán matematikai oldalról közelítettem meg a problémát. Különféle interpolációs eljárások alkalmazása megfelelőnek tűnhet (pl. polinom függvényekkel, spline-okkal), azonban kérdéses, hogy minden mérési pontot alappontnak tekintsünk-e, vagy szűrjünk, de ez esetben milyen elv alapján.



**12. ábra.** *Eltérő fokszámú regressziós polinomfüggvények illesztése ugyanazon mérési adatsorra (f: regressziós polinom fokszáma). A fokszám növekedésével a determinációs együttható növekszik (f = 4:  $R^2 = 0,764$ ; f = 7:  $R^2 = 0,869$ ; f = 10:  $R^2 = 1$ ).*

Amennyiben a hőtömb fűtési teljesítményének adatsorára függvényt illesztünk az előbb leírt módszerek valamelyikével, vizsgálhatjuk a függvénygrafikon alakulását, és feloszthatjuk kisebb szakaszokra, egy megfelelő szempont szerint (pl. az egyes görbeszakaszokhoz tartozó húrmagasságok ne haladjanak meg egy kritikus értéket). A szakaszvégpontok első (idő) koordinátáiból képzett számsorozat jelenti a végeselem-programban megadásra kerülő időpontokat.

Mivel a hatékony modellezéshez első körben csupán az idő-koordináták egy sorozatára volt szükség, a regresszió vagy interpoláció során illesztett függvényre azonban nem feltétlenül, továbbá fontos szempont volt az algoritmus automatizálása, úgy döntöttem, hogy másfajta eljárással határozom meg az időben változó modellezés futása során szükséges lépésközöket. A mérési adatsor ábrázolásakor a síkbeli derékszögű koordináta-rendszerben kapott grafikon alapvetően egy poligon, melynek csúcspontjait szűrve egyszerűbb, összességében azonban hasonló alakú sokszögvonalak nyerhetők. A cél olyan szűrési algoritmus kidolgozása volt, mellyel az eredeti grafikont jól közelítő poligont kapok. A későbbi modellezéshez elegendő volt a töréspontok első koordinátáinak (időpontok) leválogatása.

A megfelelő módszer kiválasztásához kisebb kitekintést tettem. A számítógépes grafikai alkalmazások (pl. háromdimenziós modellezés, digitális térképészet) területén ismert tény, hogy a poligonok adott kijelzőn történő megjelenítésének pontossága függ a kirajzolási méretaránytól. A sokszögvonalak jellemzőit, így a csúcspontok koordinátáit nagyméretű adatbázisokban tárolják, azonban a valós idejű megjelenítés során az adott felbontás mellett általában a kirajzolandó poligonok kisebb pontosságú változata is elegendő (kevesebb töréspont). A számítógépek egyre javuló, ugyanakkor sokszor még mindig korlátozott grafikus teljesítménye miatt törekedni kell a lehető legkisebb méretű adatcsomagok generálására, az adott kirajzolási méretarány és a kijelző paraméterei (pl. átmérő, felbontás) figyelembe vételével.

A poligonok ilyen célú redukciójára már 1976-ban is alkalmaztak különféle eljárásokat. A manapság használt legismertebb módszerekről, azok előnyeiről és hátrányairól nyújt összefoglalót Ekdemir munkája (Ekdemir 2011). Ennek áttanulmányozása után, a Reumann-Witkam algoritmust választottam, mely egy lokális jellegű szűrési eljárás. A művelet kellően gyors és pontos, emellett különösebb előképzettség nélkül vállalni tudtam a C/C++ nyelven való megírását („ $\delta$ -módszer”). A hivatkozott szakdolgozat a távolság alapú eljárások mellett említést tesz szög alapú módszerekről is, bár nem részletezi ezeket. Utóbbira példa Chen és társai munkája, melyet repülőgép-útvonaltervezési feladatokra fejlesztettek ki (Chen et al. 2005). Ilyen jellegű, tehát kritikus szögértéket használó algoritmus kidolgozására magam is kísérletet tettem („ $\varphi$ -módszer”). A két segédprogram forráskódja a 3. és 4. mellékletekben megtekinthető.

Az általam alkalmazott kétféle eljárás közül az egyiknél („ $\delta$ -módszer”) szűrési paraméterként a Reumann-Witkam algoritmusban használt „szalag” szélességének fele, egy ún.  $\delta_{krit}$  távolságérték szerepelt. A másik esetben („ $\varphi$ -módszer”) egy adott  $\varphi_{krit}$  szögértéket alkalmazva elemeztem a hőtároló felfűtésének teljesítmény-adatsorát, pontosabban annak változását az idő függvényében. Mindkét eljárás során először a teljesítményadatokat indexeltem nullától kezdve úgy, hogy az időben egymást követő adatok rendre eggyel nagyobb index-értéket kaptak. Ezután a következő lépéssorozat ciklikus ismétlése történt, amíg az adatsor végére nem értem:

1. A koordinátáson  $e_k$  egyenes illesztése az  $n$  elemű adatsor  $P_k(t_k; u_k)$  pontjára (= bázispont) és az azt követő  $P_{k+1}(t_{k+1}; u_{k+1})$  adatpontjára ( $k \in \{0, 1, 2, \dots, n-3\}$  ciklusonként növekvő érték):

- Az egyenes egyenlete:

$$u = m_k(t - t_k) + u_k \quad (2)$$

- Az egyenes meredeksége:

$$m_k = \frac{u_{k+1} - u_k}{t_{k+1} - t_k} \quad (3)$$

2. A  $P_i(t_i; u_i)$  adatpontnak az  $e_k$  egyenes irányától való eltérésének meghatározása, adott kritérium szerint ( $i \in \{k + 2, k + 3, \dots, n - 1\}$  alciklusonként növekvő érték):
- A. „ $\delta$ -módszer”: vizsgáljuk, hogy  $P_i$  pont eleme-e az  $e_k$  egyenestől legfeljebb  $\delta_{krit} > 0$  merőleges távolságra lévő (síkbeli) pontok halmazának (13. ábra).

- Az  $e_k$  egyenes hajlásszöge:

$$\varphi_k = \arctg m_k \quad \left(-\frac{\pi}{2} < \varphi_k < \frac{\pi}{2}\right) \quad (4)$$

- A megengedett legnagyobb, ordináta-tengely irányú távolság  $P_i$  és  $e_k$  között:

$$h_{krit} = \frac{\delta_{krit}}{\cos \varphi_k} \quad (0 < \cos \varphi_k < 1) \quad (5)$$

- A következő azonosság felhasználásával az algoritmus gyorsabban hajtódik végre, mivel kiküszöböljük az (inverz) trigonometrikus függvények meghívását:

$$\cos(\arctg x) = \frac{1}{\sqrt{1 + x^2}} \quad (6)$$

- A (4), (5) és (6) egyenletek felhasználásával kapott egyenlőség:

$$h_{krit} = \delta_{krit} \cdot \sqrt{1 + m_k^2} \quad (7)$$

- Az  $e_k$  egyenes  $t_i$  időponthoz tartozó pontjának ordinátája:

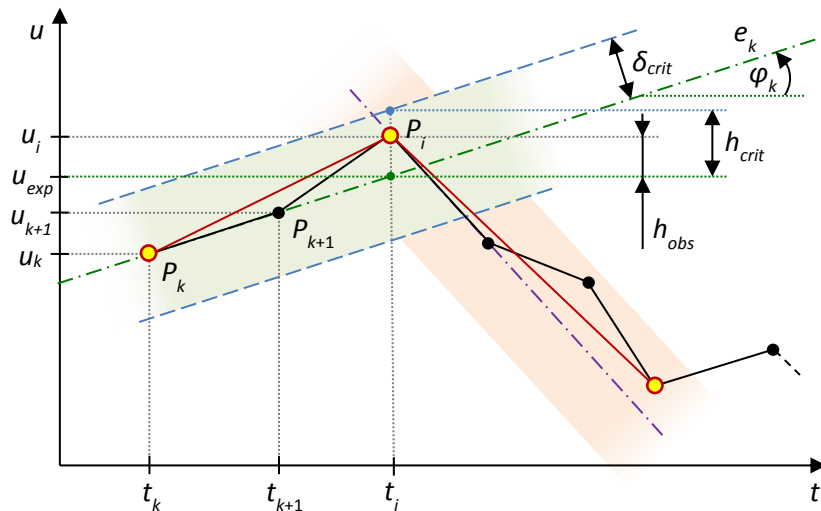
$$u_{exp} = m_k(t_i - t_k) + u_k \quad (8)$$

- $P_i(t_i; u_i)$  adatpont és  $e_k$  egyenes ordináta-tengely irányú abszolút távolsága:

$$h_{obs} = |u_i - u_{exp}| \quad (9)$$

- Vizsgáljuk, hogy  $P_i$  pont ( $i = k + 2, k + 3, \dots$ ) és  $e_k$  egyenes ordináta-tengely irányú távolsága meghaladja-e a kritikus értéket:

$$h_{obs} - h_{krit} > 0 \quad (10)$$



13. ábra. A „ $\delta$ -módszer” elvének illusztrálása. Az első két lépés során nyert bázisponatok ki lettek emelve. A fekete sokszögvonala az eredeti, a piros a szűrt adatsorhoz tartozik.

B. „ $\varphi$ -módszer”: vizsgáljuk, hogy  $P_i$  pont eleme-e annak a  $2 \cdot \varphi_{krit} > 0$  nagyságú szögtartománynak, melynek csúcsa a  $P_k$  bázispont, és szögfelezője az  $e_k$  egyenes (14. ábra).

- Az  $e_k$  egyenes hajlásszöge:

$$\varphi_k = \arctg m_k \quad \left(-\frac{\pi}{2} < \varphi_k < \frac{\pi}{2}\right) \quad (11)$$

- A  $P_k(t_k; u_k)$  és a  $P_i(t_i; u_i)$  pontokra illesztett  $e_i$  egyenes hajlásszöge:

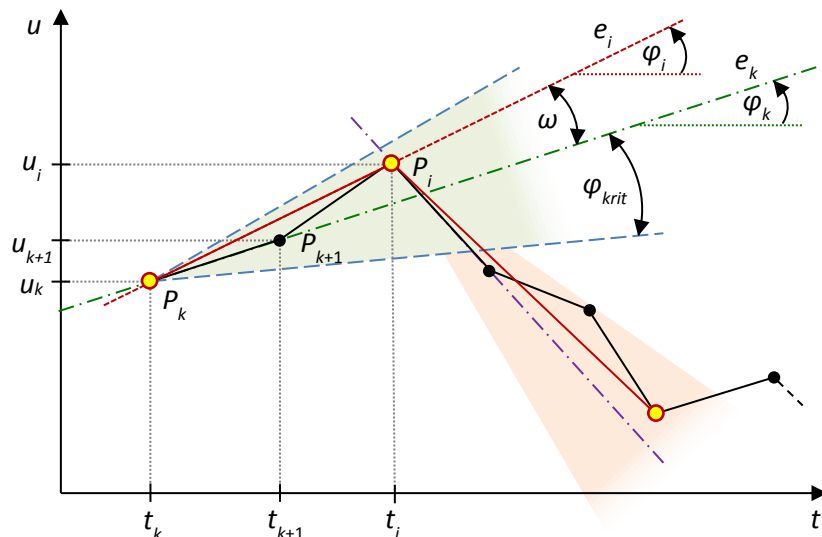
$$\varphi_i = \arctg \frac{u_i - u_k}{t_i - t_k} \quad \left(-\frac{\pi}{2} < \varphi_i < \frac{\pi}{2}\right) \quad (12)$$

- Az  $e_i$  és  $e_k$  egyenesek által bezárt szög:

$$\omega = |\varphi_i - \varphi_k| \quad (0 < \omega < \pi) \quad (13)$$

- Vizsgáljuk, hogy  $\omega$  nagyobb-e, mint a megadott  $\varphi_{krit}$  kritikus szögérték:

$$\omega - \varphi_{krit} > 0 \quad (14)$$



14. ábra. A „ $\varphi$ -módszer” elvének illusztrálása. Az első két lépés során nyert bázispontok ki lettek emelve. A fekete sokszögvonal az eredeti, a piros a szűrt adatsorhoz tartozik.

3. Az algoritmus minden  $k$  esetén megkeresi azt a legkisebb  $i$  értéket, melyre a „ $\delta$ -módszer” esetén (10), a „ $\varphi$ -módszer” esetén pedig (14) egyenlőtlenség teljesül (tehát  $P_i$  a legelső olyan pont, mely az adott kritérium szerinti síkbeli tartományon kívül helyezkedik el). Ezután  $P_{i-1}$  pont lesz az új bázispont ( $k = i - 1$  választással), és új ciklus kezdődik. A program eltárolja egy szövegfájlban az összes bázispontot, továbbá a poligon végpontjához tartozó időértéket.

Az első módszernél paraméterként egy távolság, a másodikonál egy szögérték megadása szükséges. Ezek valós (fizikai) tartalommal nem bírnak, csupán a generált poligon illeszkedését és töréspontjainak számát befolyásolják. Amennyiben mégis szeretnénk feltüntetni ezeket egy síkbeli derékszögű koordináta-rendszerben, fontos szempont, hogy a torzulások elkerülése miatt a két koordináta-tengelyen az egységet ugyanakkora szakasz jelentse (pl. ha az időadatok percben, a teljesítményértékek Wattban szerepelnek az adatsorban, akkor az abszcissa-tengelyen 1 cm legyen egy perc és az ordináta-tengelyen 1 cm legyen 1 Watt különbség).

A segédprogramok kimeneteként kapott szövegfájlban szereplő idő adatsort felhasználva, a tranziens modellezés valós időtartama nagymértékben lecsökken, ugyanakkor a végeelem-modell peremfeltételeként megadott fűtési teljesítmény-változás jó közelítéssel a mért teljesítmény-változást követi. A COMSOL Multiphysics® program „Time-Dependent Solver” moduljában egy alkalmas („Strict”) opciót választva, az időbeli lépésköz nagysága igazodik a szűrt időadatsorhoz, így a végeelem program a fűtési teljesítménygörbét, mint peremfeltételt megfelelő (időbeli) felbontás mellett veszi figyelembe.

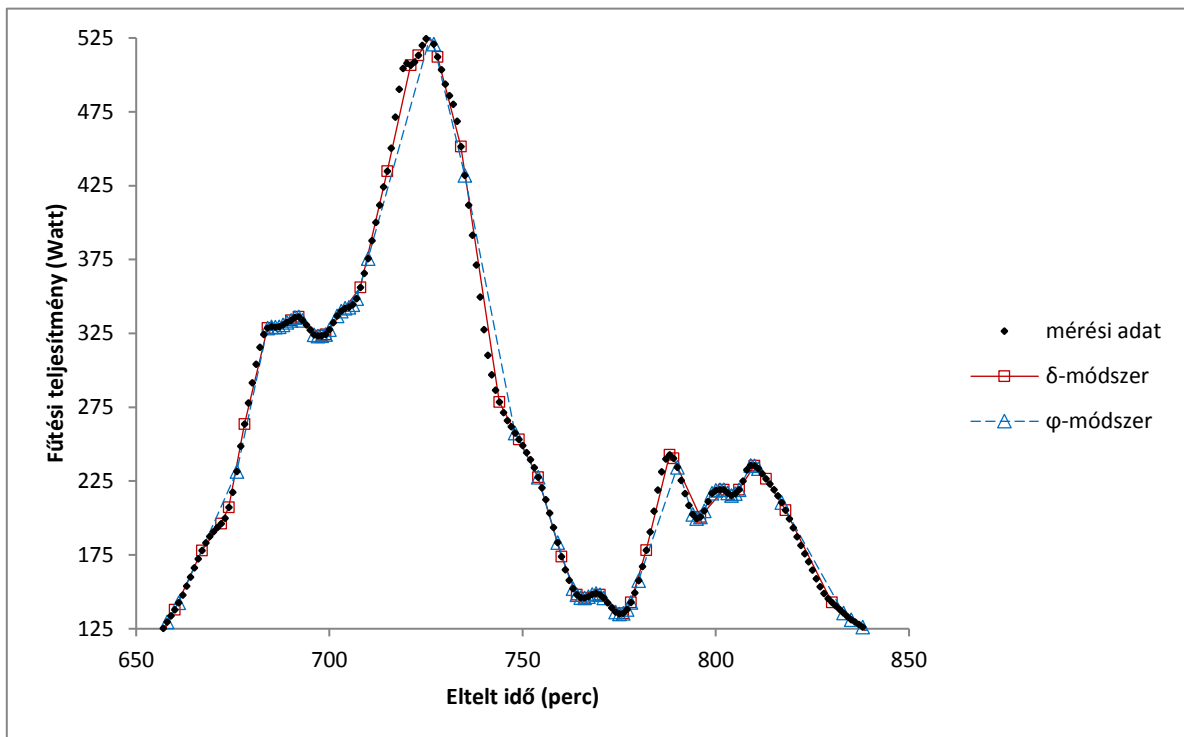
A két szűrési algoritmus összehasonlításához 7, 30, valamint 365 napos idősorokon futtattam az említett segédprogramokat. Mivel a mérési időszakban több alkalommal történt olyan esemény, mely miatt megszakadt az adatrögzítés (pl. áramszünet, új mérőeszközök felszerelése, a hőtömbön végzett módosítások), a 30 és a 365 napos adatsorokat a 7 napos idősorból generáltam. Erre a 2015. február 1-től 2015. február 7-ig rögzített, a hőtároló tömb fotovoltikus rendszerrel történő felfűtése során mért feszültség és áramerősség értékekből származtatott teljesítmény adatsort használtam fel. Nyilvánvaló, hogy a generált adatsorok nem tükrözik hűen egy teljes éves mérés adatsorát, de itt csupán az algoritmusok futási idejének és hatékonyságának összehasonlítása volt alapvetően a cél. A 7 napnyi mért adatot tartalmazó (10.081 sorból álló), valamint az ebből generált másik két adattábla feldolgozása során (percenként mért adatok) a programkódba épített, 1  $\mu$ s alatti pontosságú időmérést nyújtó Windows® C++ függvények meghívásával mértem a beolvasás és szűrés időtartamát. Mindkét segédprogramot („ $\delta$ -módszer” ill. „ $\varphi$ -módszer”) 30-30 alkalommal futtattam le az említett időszakokhoz tartozó adatsorokon, majd a kapott időeredmények számtani átlagát képeztem. Az elemzéshez egy közepes teljesítményű notebookot használtam (Intel® Core™ i3-2350M processzor, 4 GB DDR3 memória, Windows® 7 Home 64 bit). A segédprogramok paramétereként  $\delta_{krit} = 1,5$  illetve  $\varphi_{krit} = 1,5^\circ$  értékeket választottam (néhány előzetes szűrést elvégezve különböző paraméter értékekkel, majd a kapott adatsorok grafikonját összevetve az eredetivel). Az összehasonlító vizsgálat eredményei az 1. táblázatban láthatók.

**1. táblázat.** A hőtároló tömb felfűtési teljesítmény-adatsorának szűrésére C/C++ nyelven írt segédprogramok néhány jellemzője különböző hosszúságú szűrt időszakok esetén.

	„ $\delta$ -módszer”			„ $\varphi$ -módszer”		
	7 nap (10.081)	30 nap (43.201)	365 nap (525.601)	7 nap (10.081)	30 nap (43.201)	365 nap (525.601)
Szűrt időszak (sorok száma)						
Beolvasás időtartama	89,03 ms	273,65 ms	3,04 s	86,50 ms	269,22 ms	3,02 s
Szűrés + mentés időtartama	2,20 ms	6,28 ms	31,07 ms	2,50 ms	7,32 ms	46,98 ms
Sorok száma a szűrés után	823	3.498	42.514	1.189	5.131	62.550
Sorcsökkentés mértéke	91,84 %	91,90 %	91,91 %	88,21 %	88,13 %	88,10 %

Megállapítható, hogy a „ $\delta$ -módszer” a „ $\varphi$ -módszernél” hatékonyabban csökkenti az eredeti adatsor méretét (a felhasznált adatsorok esetén ez közel 4% különbség), továbbá nagyobb méretű idősoroknál az adatszűrésre és -mentésre fordított időtartam a „ $\delta$ -módszer” esetén lényegesen rövidebb. A szűrés eredményeként kapott időpontok alapján az eredeti (7 napos) teljesítmény

adatsorból leválogatott adatsorokat készítve, majd azokat grafikusán (vizuálisan) összevetve egymással és az eredeti adatsorral, azt tapasztaltam, hogy a „ $\delta$ -módszer”-hez tartozó grafikon jobban illeszkedik az eredetihez, mint a „ $\varphi$ -módszer” alapján generált poligon (15. ábra).



**15. ábra.** A vizsgált szűrési módszerekkel kapott adatsorok grafikus összehasonlítása.

Előzőek alapján a „ $\delta$ -módszer” alkalmazása mellett döntöttem a mérési adatokból származtatott fűtési teljesítménygörbe szűrésére, tehát a végelem programban ennek felhasználásával adtam meg az időbeli lépésközöket a modell futtatásához.



## 4. A hőtömb modellezése

### 4.1. A modellezés körülményei

#### 4.1.1. Modellezési környezet

A hőtároló tömb hőtechnikai viselkedésének modellezése COMSOL Multiphysics® végelem-szoftver több verziójával történt: az egyszerűsített lehülési és a szakaszos felfűtési modell 4.0, a hőcserélő optimalizálása 4.4 és 5.0, a részletes felfűtési modell pedig 5.0 verzióval. A végelem-módszerrel végzett szimulációk futtatásakor a program hőtani (Heat Transfer), valamint folyadékdinamikai (CFD) moduljait használtam. A hőtechnikai modellezés során egyensúlyi (stacioner) állapotra és időben változó (tranzien) módon egyaránt történtek számítások, általában három, de esetenként kétdimenziós modell segítségével, ezekről az érintett fejezetekben bővebben írok. Az alkalmazott végelem-szoftver kétféle operációs rendszeren (Windows® 7 Professional 64bit, valamint Debian GNU/ Linux 7.8) futott, asztali számítógépen (3,07 GHz-es, 4 magos Intel® Core™ i7-950 processzor, 24 GB DDR3 memória, NVIDIA Quadro® 2000 grafikus gyorsító). Az eredmények feldolgozása során a grafikonokat (pl. oszlopdiaagramok) Microsoft® Excel® 2003 programmal készítettem. A szövegfájlok kezelésére előbbin kívül Notepad++ szerkesztőt használtam. A szezonális hőtároló felfűtési teljesítmény adatsorának szűrését végző segédprogramokat Dev-C++ 5.6.2 fejlesztőkörnyezetben írtam, a forráskódból TDM-GCC MinGW64 segítségével készült Windows® alatt futtatható állomány.

#### 4.1.2. A hőtani és transzportfolyamatokat leíró összefüggések és peremfeltételek

A vizsgált szezonális hőtárolóban zajló hőtani folyamatokat jellemző általános összefüggések levezetése számos vonatkozó szakirodalmi műben megtalálható, mint például Batchelor vagy Panton könyvében (Batchelor 1967; Panton 1996). Az alábbiakban ismertetem az említett művekre hivatkozó COMSOL Multiphysics® szoftver dokumentációjában részletezett, valamint a program grafikus felületén megadott egyenleteket és peremfeltételeket. A végelem-szoftver az ezekből származtatott, „gyenge alaknak” (weak form) nevezett formulák felhasználásával, a diszkretizáció során kapott egyenletrendszereket oldja meg, mátrixos formában.

A hőtároló tömb modellezése több lépésben, különböző részletességgel történt, bizonyos modellek tiszta hővezetést feltételeztek, más esetben a hőcserélő egységben áramló levegő szimulációjára került sor.

A hővezetést leíró összefüggés szilárd testek esetében:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + Q \quad (15)$$

Tömegmegmaradás törvénye (folytonossági egyenlet):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (16)$$

Lendületmegmaradás törvénye (mozgásegyenlet):

$$\rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = \nabla \cdot (-p \mathbf{I} + \boldsymbol{\tau}) + \mathbf{F} \quad (17)$$

Energia-megmaradás törvénye (a hőmérsékletet kifejező formában megadva):

$$\rho C_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) T \right) = -(\nabla \cdot \mathbf{q}) + \boldsymbol{\tau} : \mathbf{S} - \frac{T}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} \bigg|_p \left( \frac{\partial p}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) p \right) + Q \quad (18)$$

ahol  $\rho$ : térfogatsűrűség (kg/m<sup>3</sup>);  
 $C_p$ : fajlagos hőkapacitás állandó nyomáson (J/kgK);  
 $T$ : abszolút hőmérséklet (K);  
 $\mathbf{u}$ : sebességvektor (m/s);  
 $\mathbf{q}$ : konduktív hőáramsűrűség (W/m<sup>2</sup>):

$$\mathbf{q} = -\lambda \nabla T \quad (19)$$

$\lambda$ : hővezetési tényező (W/mK);  
 $\mathbf{F}$ : térfogati erő (N/m<sup>3</sup>);  
 $p$ : nyomás (Pa);  
 $Q$ : egyéb, a belső súrlódáson kívüli hőforrások vagy -nyelők (W/m<sup>3</sup>);  
 $\mathbf{S}$ : alakváltozási sebesség tenzor (1/s):

$$\mathbf{S} = \frac{1}{2} (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) \quad (20)$$

$\boldsymbol{\tau}$ : feszültség tenzor (Pa):

$$\boldsymbol{\tau} = \mu \left( 2\mathbf{S} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \mathbf{u}) \mathbf{I} \right) \quad (21)$$

$\mu$ : dinamikai viszkozitás (Pa·s);  
 $t$ : idő (s);  
 $\mathbf{I}$ : egység tenzor;  
 $\nabla$ : nabla differenciáloperátor.

A (18) egyenletben szereplő  $\boldsymbol{\tau} : \mathbf{S}$  kifejezés a közeg belső súrlódásából származó hő nagyságát adja meg, és a következőt jelenti:

$$\boldsymbol{\tau} : \mathbf{S} = \sum_i \sum_j \tau_{ij} S_{ij} \quad (22)$$

Itt  $\tau_{ij}$  és  $S_{ij}$  rendre a  $\boldsymbol{\tau}$  illetve  $\mathbf{S}$  tenzorok  $i$ -dik sorának és  $j$ -edik oszlopának elemei ( $i, j = 1, 2, 3$ ). A modellben szereplő közeg (levegő) esetében ennek nagysága elhanyagolható, így a számítás során ez a tag elhagyható. Kényszerített áramlást modellezve, a felhajtóerő szerepe is elhanyagolható. Az alacsony áramlási sebesség mellett (Mach-szám:  $Ma \ll 0,3$ ) a levegőt összenyomható Newtoni közegként kezeltem. A kényszerített áramlást végző közegre számított Reynolds-szám nagy értéke miatt ( $\sim 2 \times 10^4$ ) a szezonális tároló hőcserélőjének hő- és áramlástani modellezésekor turbulens áramlást leíró modellre volt szükség. A végeelem-szoftver által biztosított lehetőségek közül a Launder és Spalding által kifejlesztett (Launder és Spalding 1972), standard  $k - \varepsilon$  modell tűnt a legjobb választásnak, mivel az ezzel az általánosan használt megközelítéssel végzett számítások jó konvergenciát mutatnak. A modell nevében szereplő két újabb paraméter közül  $k$  a turbulens kinetikus energia,  $\varepsilon$  pedig az előbbi disszipációja. A fent leírt egyszerűsítésekkel élve, és a turbulens áramlást szem előtt tartva, a lendületmegmaradást az alábbi, Reynolds átlagolt Navier-Stokes egyenletek (RANS) formájában jellemezhetjük:

$$\rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)\mathbf{u} = \nabla \cdot \left( -p\mathbf{I} + (\mu + \mu_T)(\nabla\mathbf{u} + (\nabla\mathbf{u})^T) - \frac{2}{3}(\mu + \mu_T)(\nabla \cdot \mathbf{u})\mathbf{I} - \frac{2}{3}\rho k\mathbf{I} \right) \quad (23)$$

A standard  $k - \varepsilon$  modell alkalmazásával további két egyenlet megoldása is szükséges:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)k = \nabla \cdot \left( \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + P_k - \rho\varepsilon \quad (24)$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)\varepsilon = \nabla \cdot \left( \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (25)$$

ahol  $P_k$  a produkciós tag:

$$P_k = \mu_T \left( \nabla\mathbf{u} : (\nabla\mathbf{u} + (\nabla\mathbf{u})^T) - \frac{2}{3}(\nabla \cdot \mathbf{u})^2 \right) - \frac{2}{3}\rho k \nabla \cdot \mathbf{u} \quad (26)$$

A (24), (25) és (26) egyenletben szereplő  $\mu$  a korábban említett dinamikai viszkozitás,  $\mu_T$  a turbulens viszkozitás (örvényviszkozitás). Utóbbi kapcsolata  $k$  és  $\varepsilon$  jellemzőkkel:

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (27)$$

A (24), (25) és (27) egyenletben látott együtthatók a turbulens áramlást leíró modellben a következő általánosan használt, tapasztalati értékekkel bírnak:

$$\begin{array}{lll} C_{\varepsilon 1} = 1,44 & C_{\varepsilon 2} = 1,92 & C_\mu = 0,09 \\ \sigma_k = 1,0 & \sigma_\varepsilon = 1,3 & \end{array} \quad (28)$$

A hőmérsékletmező számításánál használt peremfeltételek:

- Elsőfajú (Dirichlet típusú) peremfeltétel: az  $\Omega$  tartomány  $\partial\Omega$  peremén adott a hőmérséklet értéke:

$$T = T_0 \quad (29)$$

- Másodfajú (Neumann típusú) peremfeltétel: az  $\Omega$  tartomány  $\partial\Omega$  peremén adott a hőáramsűrűség felületre merőleges komponense:

$$-\mathbf{n} \cdot \mathbf{q} = q_0 \quad (30)$$

ahol  $\mathbf{n}$  a felület adott pontbeli, kifelé irányuló, egység hosszúságú normálvektora. Néhány gyakoribb eset, melynél ezt a peremfeltételt alkalmaztam: szimmetria/hőszigetelés ( $q_0 = 0$  W/m<sup>2</sup>K), vonal menti hőforrás (fűtőszálak), adott felületen történő hőelvonás (egyszerűsített lehűlési modell).

- Harmadfajú (Robin típusú, vegyes) peremfeltétel:  $\Omega$  tartomány  $\partial\Omega$  peremén a hőáramsűrűség felületre merőleges komponensének nagysága arányos a felület és a környezet hőmérsékletkülönbségével:

$$\mathbf{n} \cdot \mathbf{q} = \alpha(T - T_\infty) \quad (31)$$

ahol  $\alpha$  a felületi hőátadási tényező és  $T_\infty$  a környezet jellemző hőmérséklete. Ilyen típusú peremfeltétel megadására került sor a szezonális hőtároló konvektív hűtésnek kitett külső felületein.

A szezonális hőtároló hőcserélő egységének végeelem-modellezésekor, a kényszerített áramlást végző közeg (levegő) sebességmezőjének számításánál használt peremfeltételek:

- Az  $\Omega$  tartomány  $\partial\Omega$  peremén adott a sebességvektor felületre merőleges komponensének nagysága:

$$-\mathbf{n} \cdot \mathbf{u} = u_0 \quad (32)$$

Alkalmazására a hőcserélőbe belépő közegáram belépési sebességének megadásakor került sor. Továbbá  $u_0 = 0$  m/s érték mellett ezzel a feltétellel biztosítható a szimmetria, valamint az a tény, hogy a közeg a hőcserélő falán nem léphet keresztül.

- Az  $\Omega$  tartomány  $\partial\Omega$  peremén belépő közegre megadott további feltételek:

$$k = \frac{3}{2}(u_0 I_T)^2 \quad \varepsilon = C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{L_T} \quad (33)$$

Az egyenlőségekben szereplő  $I_T$  turbulens intenzitás és  $L_T$  hosszlépték értéke a programban előre megadott értékek voltak ( $I_T = 0,05$ ,  $L_T = 0,01$ ).

- Szimmetria esetén a nyírófeszültségre érvényes további feltétel:

$$\mathbf{K} - (\mathbf{K} \cdot \mathbf{n})\mathbf{n} = \mathbf{0}, \quad \mathbf{K} = \left( (\mu + \mu_T)(\nabla\mathbf{u} + (\nabla\mathbf{u})^T) - \frac{2}{3}(\mu + \mu_T)(\nabla \cdot \mathbf{u})\mathbf{I} - \frac{2}{3}\rho k\mathbf{I} \right) \mathbf{n} \quad (34)$$

- Az  $\Omega$  tartomány  $\partial\Omega$  peremén kilépő közeg esetén a nyomásra kellett megadni további feltételeket:

$$\hat{p}_0 \leq p_0 = 0 \text{ Pa} \quad (35)$$

$$\left( -p\mathbf{I} + (\mu + \mu_T)(\nabla\mathbf{u} + (\nabla\mathbf{u})^T) - \frac{2}{3}(\mu + \mu_T)(\nabla \cdot \mathbf{u})\mathbf{I} - \frac{2}{3}\rho k\mathbf{I} \right) \mathbf{n} = -\hat{p}_0\mathbf{n} \quad (36)$$

- Szimmetria és kilépő közeg esetén a turbulens mérőszámokra még két újabb peremfeltétel vonatkozik:

$$\mathbf{n} \cdot \nabla k = 0 \quad (37)$$

$$\mathbf{n} \cdot \nabla \varepsilon = 0 \quad (38)$$

- Az áramló közeget határoló felületeknél a standard  $k - \varepsilon$  modell egyszerűsítő eljárásokat használ a közeg áramlásának jellemzésére (falfüggvények). A közeggel érintkező fal esetében a korábban leírt feltétel mellett fontos az alábbi egyenlőségek teljesülése is:

$$\left( (\mu + \mu_T)(\nabla\mathbf{u} + (\nabla\mathbf{u})^T) - \frac{2}{3}(\mu + \mu_T)(\nabla \cdot \mathbf{u})\mathbf{I} - \frac{2}{3}\rho k\mathbf{I} \right) \mathbf{n} = -\rho \frac{u_\tau}{\delta_w^+} \mathbf{u}_{\text{tang}} \quad (39)$$

$$\mathbf{n} \cdot \nabla k = 0 \quad \varepsilon = \rho \frac{C_\mu k^2}{\kappa_\nu \delta_w^+ \mu} \quad (40)$$

$$\mathbf{u}_{\text{tang}} = \mathbf{u} - (\mathbf{u} \cdot \mathbf{n})\mathbf{n} \quad (41)$$

Itt  $\kappa_\nu = 0,41$  a Kármán konstans,  $u_\tau$  a súrlódási sebesség,  $\delta_w^+$  a dimenzió nélküli faltávolság.

### 4.1.3. A végelem modellben megadott anyagjellemzők

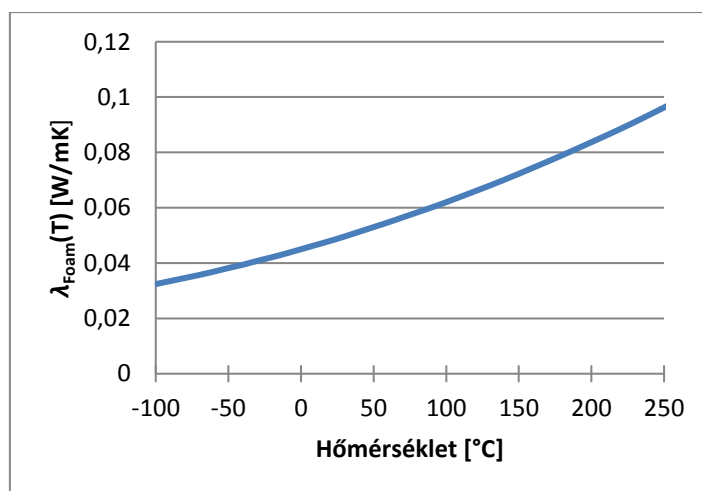
A hőtömb egyes szerkezeti elemeire vonatkozó, a modellezés során figyelembe vett hőtechnikai tulajdonságok a 2. táblázatban tekinthetők meg. A sűrűség ( $\rho$ ), a fajhő állandó nyomáson ( $C_p$ ) és a hővezetési tényező ( $\lambda$ ) általában konstans értékkel kerültek megadásra, mivel ezek hőmérséklet-függésére rendszerint nem állt rendelkezésre megfelelő adat. A FOAMGLAS esetében a hővezetési tényező értéke a hőmérséklet növelésével jelentősen változik (16. ábra), így ebben az esetben a gyártó által közölt, és az 5. mellékletben táblázatba foglalt adatsorra lineáris interpolációval illesztett összefüggést adtam meg. Ahogy a 2. táblázatban és a 16. ábrán is látható, a szigetelőrétegek mindegyike alacsony hővezetési tényezővel rendelkezik, így a szigetelőrendszeren keresztül várhatóan kismértékű hőveszteség lép fel.

**2. táblázat.** A hőtároló tömb szerkezeti elemeinek a modellezés során figyelembe vett fizikai tulajdonságai.

Név	$\rho^a$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$C_p^b$ [J/kgK]	$\lambda^c$ [W/mK]
szilárd töltet (a tömb magja)	2285	810	1,5
WDS Ultra (Layer-1)	230	800	0,020
FOAMGLAS W+F (Layer-2)	105	840	$\lambda_{Foam}(T)^*$
PIR (Layer-3)	30	1400	0,022
homok	1700	900	0,5
alumínium (hővezető rudak)	2700	900	238
acél (hőcserélő és a felette elhelyezett lemez)	7850	475	44,5
kőzetgyapot (két kamra között)	70	850	0,04
teflon (hőcserélő be/kivezető csöve)	2150	970	0,27
levegő (szigetelésként a szilárd töltet körül)	-	-	0,027

<sup>a</sup> sűrűség, <sup>b</sup> fajhő állandó nyomáson, <sup>c</sup> hővezetési tényező

\* A hőmérséklet függvényében megadva (5. melléklet, illetve 16. ábra).



**16. ábra.** A hővezetési tényező ( $\lambda_{Foam}(T)$ ) hőmérsékletfüggése a FOAMGLAS szigetelőanyag esetében.

A modellezés során a következő egyszerűsítő feltételezésekkel éltem:

- a nedvességtartalomnak a hőtároló tömb hőtechnikai tulajdonságaira való hatásával nem számoltam;
- az összes anyagtulajdonság esetében izotrópiát feltételeztem;
- anyagszakadások, rétegek közötti hézagok jelenlétével nem számoltam (kontakt hőellenállás nincs), a szilárd töltet és a WDS Ultra szigetelés között kialakított légrés kivételével, melyet a részletes modellnél egyszerűsítő feltételezésekkel ugyan, de figyelembe vettem.

A hőcserélő modellezése során a levegő hőtani anyagjellemzőinek megadásához a végeselem-szoftver anyagkönyvtárát („Material Library”) használtam fel, mely a JAHM Software, Inc. MPDB (Material Properties DataBase) adatbázisára támaszkodik (JAHM é. n.). Ez alapján a száraz levegőre vonatkozó, beépített tulajdonság-függvények a következők:

$$\mu = -8,38278 \cdot 10^{-7} + 8,35717342 \cdot 10^{-8} \cdot T - 7,69429583 \cdot 10^{-11} \cdot T^2 + 4,6437266 \cdot 10^{-14} \cdot T^3 - 1,06585607 \cdot 10^{-17} \cdot T^4 \quad (42)$$

$$c_p = 1047,63657 - 0,372589265 \cdot T + 9,45304214 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 - 6,02409443 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 + 1,2858961 \cdot 10^{-10} \cdot T^4 \quad (43)$$

$$\lambda = -0,00227583562 + 1,15480022 \cdot 10^{-4} \cdot T - 7,90252856 \cdot 10^{-8} \cdot T^2 + 4,11702505 \cdot 10^{-11} \cdot T^3 - 7,43864331 \cdot 10^{-15} \cdot T^4 \quad (44)$$

$$\rho = p_A \cdot \frac{M}{R \cdot T} \quad (45)$$

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} = 1,4 \quad (46)$$

ahol  $\gamma$ : fajhőviszony;  
 $C_v$ : fajlagos hőkapacitás állandó térfogaton (J/kgK);  
 $p_A$ : abszolút nyomás (Pa);  
 $R = 8,314$  J/(mol·K) az egyetemes gázállandó;  
 $M = 0,02897$  kg/mol a száraz levegő átlagos moláris tömege.

## 4.2. Egyszerűsített modell

### 4.2.1. Általános célok

A hőtároló tömb lehűlésének szimulálását végző, egyszerűsített modell futtatásának célja a tömbbéli hőfokeloszlás várható változásának kvalitatív és közelítő pontosságú kvantitatív jellemzése volt. A végeelem-számítás során szerettem volna megbecsülni egy adott hosszúságú fűtési időszak alatt a hőtömbből kinyerhető, valamint a hőtömb felületén a környezet konvektív hűtő hatása során és az alsó határoló felületén keresztül távozó veszteségű hő. Ezek segítségével számolható a kinyert és a veszteségű hő aránya, illetve a hőtömb által biztosítható leghosszabb fűtési időtartam is, különböző feltételezett fűtési hőigények mellett.

### 4.2.2. A szezonális hőtároló környezetére vonatkozó feltételezések

Az egyszerűsített hőtechnikai modellezés során feltételeztem, hogy a virtuális hőtároló tömb egy mérsékelt égövi klímában üzemelő (Magyarország), 120 m<sup>2</sup>-es lakóépületben kerül elhelyezésre. Tekintettel a jelenlegi épületfizikai elvárásokra, a virtuális hőtároló tömböt befogadó lakóház hőtechnikai jellemzőinek megválasztásakor a passzívház kategóriának megfelelő fűtési energiaigényeket választottam, nevezetesen 12, 9, 6 és 3 kWh/m<sup>2</sup>/év értékeket, melyek 1440, 1080, 720 és 360 kWh/év fűtési energiaigényt jelentenek a teljes alapterületre vetítve. A hőtároló tömb hőcserélőjének részletes geometriája ebben a végeelem modellben nem került kialakításra, ehelyett egy megadott belső felületen történő, állandó mértékű hővisszanyerés történt a tömbből. Feltételeztem, hogy a virtuális lakóépület fentebb megadott éves fűtési energiaigényét teljes mértékben a hőtároló tömb biztosítja, és az egyszerűség kedvéért a fűtési időszakot folytonos 150 napnak (~5 hónap) vettem évente. Ez alatt az idő alatt vizsgáltam a tömb lehűlését, elhanyagolva a tömb környezetének hőmérséklet-ingadozását, tekintve, hogy az épületben került elhelyezésre és a komfortérzet biztosítása érdekében az épületbelső közel állandó hőmérséklete elvárható. Az egyszerűsített modell nem vette figyelembe az időjárási hatásokat és a napi hőmérséklet-ingadozást, ehelyett a fent említett fűtési energiaigényeket állandó teljesítménnyel üzemelve biztosította. Ez 400, 300, 200 és 100 W nagyságú hővisszanyerési teljesítményt ( $Q_r$ ) jelent folyamatosan, a feltételezett maximum 150 nap hosszúságú fűtési időszakban.

### 4.2.3. Geometriai és anyagjellemzők

Az egyszerűsített lehűlési modellben a hőtároló tömb hasáb alakú energiatároló magjának (szilárd töltet) méretei: 4,20 m × 1,40 m × 1,95 m (hosszúság × szélesség × magasság). Ezt minden irányból egy háromrétegű szigetelőrendszer vette körbe, melynek anyag típusai és szerkezete a valós kialakítást tükrözték. Jelentősebb eltérésként a középső réteg (FOAMGLAS W+F), vastagsága említendő, mely a szimuláció során paraméter volt, 0,28, 0,42 és 0,56 m értékekkel. A hőcserélő és a kialakításához kapcsolódó elemek (homokréteg, szegélykő-sor, hővezető rudak, horganyzott acéllemez), valamint a fűtőszálak geometriája ebben az egyszerűsített modellben teljes mértékben hiányzott, a hőtároló tömb szilárd töltete körüli levegőréteggel és az alumínium fóliával együtt.

### 4.2.4. Kezdeti és peremfeltételek

Mivel a virtuális hőtároló tömb elhelyezését a megadott fűtési energia igényű lakóépületen belül terveztem, az alább leírt peremfeltételek megadása történt hőtömb felületén fellépő konvektív hűtés és az alapzat irányába fellépő energiavesztés modellezésére.

A hőtároló tömb alja tökéletes érintkezésben volt az alátámasztását adó, a hőtömb szilárd töltetével megegyező hőtechnikai tulajdonságokkal bíró vízszintes alaplemezzel, melynek vastagsága 0,20 m volt. Az alaplemez vízszintesen minden irányban 0,20 m-rel túllógott a szigetelőrendszerrel ellátott hőtömbön, alsó és oldalsó lapjain elsőfajú peremfeltételként (Dirichlet-feltétel) 15°C hőmérsékletet adtam meg. Az alaplemez egyéb (felső oldali) szabad felületén, valamint a hőtömb oldalait és tetejét konvektív hűtés jellemezte (harmadfajú vagy Robin peremfeltétel), ehhez a környező levegő átlaghőmérsékletét 20°C-nak vettem, a felület hőátadási tényezője 5 W/m<sup>2</sup>K volt. Ez utóbbi érték figyelembe veszi a konvekció és a hőszugárzás hatását is. Az említett peremfeltételeket az egyszerűsített lehűlési modell minden lépésében alkalmaztam, a hőtároló tömb „előfűtését” is beleértve.

Az említett „előfűtés” alkalmazására azért került sor, hogy az időben változó modell kezdeti hőfokeloszlását és hőáramképét megadhattam. Feltételeztem, hogy a tömb felfűtése annak vízszintes szimmetriásíkja mentén, a hőtároló magban történik. Ennek eléréséhez, egy 3,00 m x 0,70 m x 0,05 m (hossz x szélesség x vastagság) kiterjedésű, téglatest alakú tartományt jelöltem ki, melynek középpontja 0,075 m-rel volt a hőtömb magjának középpontja fölött. Az „előfűtés” során, mely egy stacioner modellezést jelent a korábban megadott peremfeltételek mellett, ennek a kijelölt tartománynak a hőmérséklete 200°C-ra volt kényszerítve. A megrajzolt geometria egyéb részeinek kezdeti hőmérséklet-értéke a stacioner modellezés elején 15°C volt.

Az „előfűtés”-nek nevezett stacioner modellezés eredményeül kapott hőfokeloszlás az időben változó modellezés (tehát a hőtömb hűtési/hűlési folyamatának szimulációja) kezdeti feltételeként szolgált. A tranziens modellezés elején, a hőtömb közepén korábban alkalmazott 200°C hőmérséklet-kényszert megszüntettem, így a kihűlés modellezésekor további energia bevitel nem történt. A lakóépület fűtési energia-igényét biztosító hővisszanyerés a hőtároló tömb szilárd töltetének felső síkjában, a szigetelés alsó határán valósult meg, időben állandó teljesítménnyel, a teljes felületen egyenletes mértékben. Bár a valóságban ilyen jellegű hővisszanyerés nehezen megvalósítható (a hőmérséklet különbség csökkenésével a teljesítmény romlik), az egyszerűsített lehűlési modell közelítő képet adhat a hasznosítható időtartamról. Az időben változó modellezéskor a korábban említett paraméterek, tehát a hővisszanyerési teljesítmény ( $Q_v$ ) és a középső szigetelőréteg-vastagság ( $d_{Layer-2}$ ) minden kombinációjára futtattam a szimulációt. Bár a modellezés időtartamának felső korlátja 3.600 óra volt, csak addig tekintettem a tömböt alkalmasnak a lakóépület fűtésére, míg a szilárd töltet átlaghőmérséklete 30°C alá nem esett.

#### 4.2.5. A modell hálózása

A számítógépes modell diszkretizációja (hálózása) tetraéder elemekkel történt a tartományon és háromszög elemekkel annak határain. Ismeretes, hogy a végeelem-háló felbontásának növelésével egy bizonyos pontig az eredmény pontossága is javítható (számítógép architektúráról függően), azonban ez rendszerint exponenciálisan növekvő megoldási időt és memóriát igényel. Mivel a rendelkezésre álló számítógép számítási kapacitása korlátozott volt, ugyanakkor szerettem volna elfogadható pontosságú eredményeket kapni, az „előfűtés” időszakában (stacioner modellezés) vizsgáltam a végeelem-háló felbontásának hatását a számítási eredményekre. Ehhez az „optimalizálási eljárás” a középső szigetelőréteg vastagságát 0,28 m-nek választottam. Bevezettem egy névleges elemméretet ( $s_{mesh}$ ), mely meghatározta a legnagyobb és a legkisebb elemméreteket a tartományokon ( $s_{d,max} = 3 \cdot s_{mesh}$  és  $s_{d,min} = 0,3 \cdot s_{mesh}$ ) és azok határain ( $s_{b,max} = s_{mesh}$  és  $s_{b,min} = 0,1 \cdot s_{mesh}$ ). Az  $s_{mesh}$  vizsgált értékeit és az egyes esetekben kapott, a végeelem-hálót jellemző



mutatót, illetve a számolt konvektív hőveszteséget a 3. táblázat tartalmazza. Az  $s_{mesh} = 0,01$  m választásakor a modell nem futott le elegendő memória hiányában, így az egyes esetekben kapott, időegységre eső konvektív hőveszteség-értékeket ( $Q_c$ ) az  $s_{mesh} = 0,02$  m (referencia) esetben kapotthoz viszonyítottam. Látható, hogy ha  $s_{mesh} = 0,05$  m, akkor az előbb említett mutató relatív eltérése  $Q_{c,dev} = -0,001$ , amely elfogadható nagyságú. Ugyanakkor, a szabadságfokok száma (DoF, degree of freedom) nem sokkal több, mint egytizede a referenciának választott felbontáshoz tartozó értéknek. Emellett az  $s_{mesh} = 0,05$  m paraméter érték választásakor a modell futási ideje mintegy 70 másodpercet vett igénybe, míg a referencia esetében ez 26,4 perc volt. Következésképpen,  $s_{mesh} = 0,05$  m névleges elemméretet választottam a továbbiakban a hőtároló tömb „előfűtésének” és lehűlésének modellezésére, minden paraméter ( $Q_r$  és  $d_{Layer-2}$ ) esetében.

**3. táblázat.** Névleges elemméretek és néhány hálózási mutató, valamint a konvektív hőveszteség értéke ( $d_{Layer-2} = 0,28$  m).

$s_{mesh}$ [m] <sup>a</sup>	$n_{tetra}$ <sup>b</sup>	$qual_{min}$ <sup>c</sup>	$qual_{avg}$ <sup>d</sup>	$s_{avg}$ [m] <sup>e</sup>	DoF <sup>f</sup>	$Q_c$ [W] <sup>g</sup>	$Q_{c,dev}$ [W] <sup>h</sup>
0,01	32 550 505	0,295	0,832	*	*	*	*
<b>0,02</b>	<b>4 547 725</b>	<b>0,263</b>	<b>0,838</b>	<b>0,097</b>	<b>6 184 685</b>	<b>298,52</b>	<b>0,000</b>
0,03	1 620 203	0,287	0,835	0,173	2 218 598	298,39	0,000
0,04	801 830	0,287	0,829	0,196	1 106 206	298,23	-0,001
<b>0,05</b>	<b>485 766</b>	<b>0,296</b>	<b>0,830</b>	<b>0,231</b>	<b>673 408</b>	<b>298,10</b>	<b>-0,001</b>
0,10	131 973	0,280	0,813	0,500	185 010	297,45	-0,004
0,20	47 663	0,226	0,795	0,537	67 201	295,31	-0,011
0,30	35 023	0,082	0,786	0,568	48 912	293,48	-0,017
0,40	28 418	0,082	0,780	0,569	39 573	292,44	-0,020
0,50	25 023	0,080	0,742	0,603	34 670	291,14	-0,025
1,00	14 117	0,071	0,604	1,080	19 744	288,15	-0,035

<sup>a</sup> névleges elemméret, <sup>b</sup> tetraéder elemek száma, <sup>c</sup> minimális elemminőség, <sup>d</sup> átlagos elemminőség, <sup>e</sup> átlagos elemméret, <sup>f</sup> szabadságfokok száma, <sup>g</sup> egységnyi idő alatti konvektív hőveszteség a hőtömb teljes konvektív felületén, <sup>h</sup>  $Q_c$  relatív eltérése,  $s_{mesh} = 0,02$  m referencia esethez viszonyítva.  
\* A stacionárius modellezés nem futott le, elegendő memória hiányában.

#### 4.2.6. Vizsgált paraméterek

Ahogy a 4.2.2. és 4.2.3. fejezetben leírtam, a középső szigetelőréteg vastagsága ( $d_{Layer-2}$ ) és a hőtároló tömbből való energia kinyerés sebessége ( $Q_r$ ) szerepeltek paraméterként az időben változó modellezés során. A választott értékek és kombinációjuk a 4. táblázatban tekinthetők meg.

**4. táblázat.** Az időben változó modellezés során vizsgált paraméter értékek és kombinációik.

$d_{Layer-2}$ [m] <sup>a</sup>	0,28				0,42				0,56			
$Q_r$ [W] <sup>b</sup>	100	200	300	400	100	200	300	400	100	200	300	400

<sup>a</sup> a középső réteg vastagsága, <sup>b</sup> az energia kinyerés sebessége

### 4.3. Szakaszos felfűtési kísérlet

A szezonális hőtömb kihűlésének vizsgálata mellett, az egyszerűsített modell segítségével egy szakaszos felfűtési kísérletet is végeztem. A valós hőtömb megléte lehetőséget nyújtott a számítás validálására, ugyanakkor a könnyebb modellezhetőség érdekében célszerűnek tűnt egy szabályozott, a napjárástól és az időjárási körülményektől (felhőzet alakulása) független felfűtési menetrend alkalmazása. Így a valós és a virtuális tömb esetén is, az 5. táblázatban megadott módon és teljesítménnyel történt az energia betáplálása a szezonális hőtárolóba, a valóságban hálózati áramforrást alkalmazva (a napelemekről leválasztva a tömböt). Mivel a kísérleti hőtömb előzőleg napenergia által fűtve volt, 2012. május 3-án a napelemes rendszerről leválasztásra került, hogy a fűtőszálak környezete és a tömb magjának távolabbi részei közötti hőfokkülönbség bizonyos mértékig csökkenjen. Ennek célja az volt, hogy a virtuális tömb esetén megadandó kezdeti hőfokeloszlás valós hőfokeloszlástól való eltérése ne legyen szignifikáns, mivel a tranzien্স modellben megadott kezdeti feltételt leginkább egy stacioner állapot felvételével tudtam biztosítani, ahol nincsenek jelen azok a hőterjedési „hullámok” az anyagban, melyek a napi ciklusnak megfelelő szakaszos fűtés esetén kialakulnak. A valós modell esetén az 5. táblázatban vázolt menetrend szerinti szakaszos fűtés 2012. május 8-án 8 óra 9 perckor kezdődött, a vizsgált időszak hossza 160 óra volt. A valós tömb fűtése a benne (vízszintes síkban) elhelyezett, 8 db fűtőszál közül csak az egyikkel történt, a tömb közepén. Az egyszerűsített modell geometriájában ezt a fűtőszálat egy Bézier-görbével adtam meg, a hőközlést az 5. táblázatban látható menetrend szerint változó, vonal menti Neumann-peremfeltétel biztosította. A virtuális tömb felületén a korábbiakban leírtaknak megfelelő peremfeltételek érvényesültek.

**5. táblázat.** A végrehajtott szakaszos fűtés menetrendje.

Időtartam [óra]	Fűtési teljesítmény [W]
16	1500
16	0
16	1500
16	0
8	1500
16	0
8	1500
16	0
16	1500
32	0

A szimuláció során, a virtuális tömb geometriájának bizonyos pontjaiban, melyek a kísérleti hőtömbben elhelyezett termoelemek pozíciójának feleltek meg, nyomon követtem a számított hőmérséklet-értékek alakulását. Az így kiválasztott geometriai pontokhoz tartozó „virtuális szenzorokat” ugyanolyan jelöléssel láttam el, mint amilyenekkel a valós tömbbéli hőelemeket. A modell jóságának megítéléséhez a valódi és a modellbéli hőtároló „szenzoraival” rögzített hőmérséklet-adatsorokat vettem össze.

## 4.4. Részletes modell

### 4.4.1. A modellezés célja

A szezonális hőtároló részletes modelljének felállításakor a cél az volt, hogy legyen egy olyan paraméteres modell, melynek segítségével a kísérleti hőtömbben végbemenő hőtani folyamatok becsülhetőek legyenek. A részletes modell geometriájának megvalósítása során a 6. mellékletben felsorolt paramétereket használtam, illetve az említett táblázatból kihagyott, a megadott paraméterekből származtatott további változókat. A paraméteres modell lehetőséget ad olyan későbbi kutatásokra, melyekben a hőtároló optimalizálásával egy tervezett, lakáscélú, könnyűszerkezetes faépület fűtési energia igényét fedezni képes szezonális, szenzibilis hőtömb méretezése a cél. Jelen modellezésben azonban kizárólag a kísérleti hőtároló hőtani viselkedésének szimulációjára került sor, azon belül is csak a szoláris energia tárolási folyamatának, vagyis a tömb felfűtésének követésére.

### 4.4.2. A modellezés körülményei

A kísérleti szezonális hőtároló esetén a vizsgált időszakokban a felfűtést kizárólag a bal oldali két fűtőszál végezte, így a végeelem modellben is ennek megfelelő peremfeltételeket adtam meg. Ehhez a hőtömb bemeneti pontjain mért feszültség és áramerősség (mint a napelemes rendszer által biztosított elektromos energia jellemző mennyiségei) centrírozott adatsorainak felhasználásával számított felfűtési teljesítményt használtam fel. Az időben változó modellezésnél az időbeli lépésközöket a 3.2. fejezetben ismertetett „delta-módszer” segítségével választottam meg.

Mivel a részletes modellel csak a felfűtés folyamatát vizsgáltam, és a hővisszanyerést nem, a validáláshoz csak a T1-T29, valamint a K1.1-K5.4 hőelemek által mért adatokat használtam fel. A vizsgált időszakokban már a második generációs hőcserélő volt beépítve a rendszerbe, azonban a beépítés során a T28 termoelem valószínűleg megsérült, mivel egyértelműen hibás hőmérséklet adatokat adott. Emiatt ezt a mérőpontot figyelmen kívül hagytam a részletes modellezés eredményeinek elemzése során. Így összesen 48 hőelem percenként rögzített hőmérséklet értékeit használtam fel a validálás során.

A modellezett időszakok minden esetben 10.080 perc hosszúságúak voltak, ami egy-egy teljes hetet jelent. Három időszakra végeztem a szimulációt:

- I. időszak: 2014.02.01. 0:00 - 2014.02.07. 24:00;
- II. időszak: 2014.02.08. 0:00 - 2014.02.14. 24:00;
- III. időszak: 2014.06.04. 0:00 - 2014.06.10. 24:00.

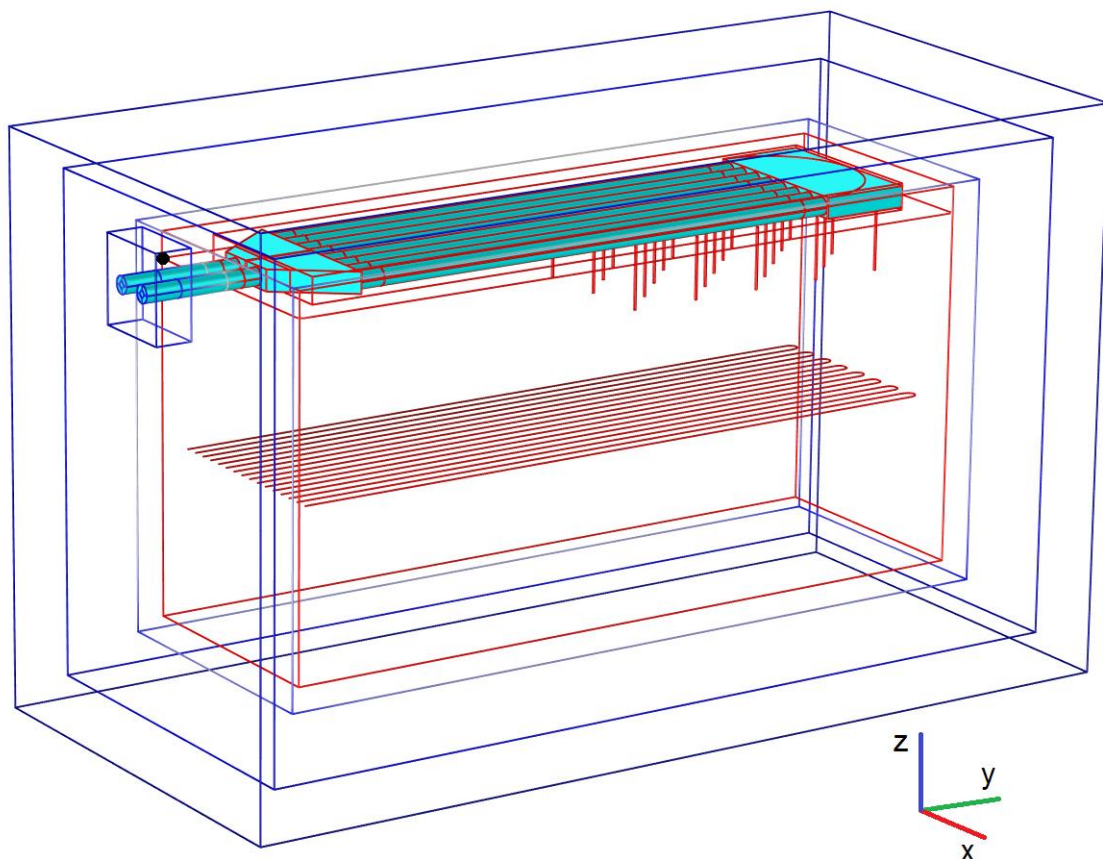
Az I. és II. időszakok közvetlen egymás utániségének oka, hogy mivel előre nem ismertem a szimuláció futtatásának valós idejét, ezért csak egy hetes időszakot modelleztem, majd ennek eredményére támaszkodva, még egy hétre elvégeztem a modellezést. Ezt követően egy nyári, egy hetes időszakot is kiválasztottam, mivel ilyenkor jelentősen magasabb szoláris teljesítmény érhető el, és várhatóan jóval intenzívebb a tömb felfűtése, aminek következtében nagyobb hőfokgrádiensek lépnek fel a fűtőszálak környezetében.

Bár szerettem volna a hőcserélőben fellépő konvektív áramlást is modellezni, a modell bonyolultsága és a rendelkezésre álló időkeret miatt ezt nem tudtam megvalósítani. Kiindulva abból a tényből, hogy

a hőcserélő körüli közeg hődiffúziós tényezője nem kifejezetten magas, tehát a hőcserélő környékén a hővezetés viszonylag lassú, illetve a hőcserélő falának hővezetése meglehetősen jó, feltételeztem, hogy csőfalban vertikális és horizontális irányban kis hőfokgradiens alakul ki. Ezt tovább gondolva elfogadhatónak tűnik, hogy a hőcserélőben csak kismértékű konvektív áramlás indul meg, valamint a sugárzás okozta hőcsere is minimális (amennyiben az egymásra néző belső felületek közel azonos hőmérsékletűek). Ennélfogva ezek hatását elhanyagoltam, és tiszta hővezetést modelleztem a hőcserélő esetében is.

#### 4.4.3. A modell leírása

A szezonális hőtároló tömb részletes modelljének felállításakor a kísérleti hőtömb szerkezeti és anyagjellemzőit vettem alapul, melyre vonatkozó adatokat a 3.1. és 4.1.3. fejezetben ismertettem. A hőszigetelő rendszer esetén az adott anyag típussal bíró rétegeket, lapokat a modellben közös tartomány írta le, így például nem kezeltem külön geometriai elemként két szomszédos, azonos anyagú PIR táblát. A tömb felső részén elhelyezett hőcserélő egységet részletesen modelleztem, a 4.5.2. fejezetben megjelölt referencia változatnak megfelelően, viszont itt a teljes geometria megrajzolásra került. A szimuláció során a hővezető rudak felső végeire erősített vékony fémlapok hatását nem vettem figyelembe, mivel problémát okozott a hőcserélő alja és a lapok közötti átmeneti réteg behálózása. A részletes modell geometriája a 17. ábrán látható.



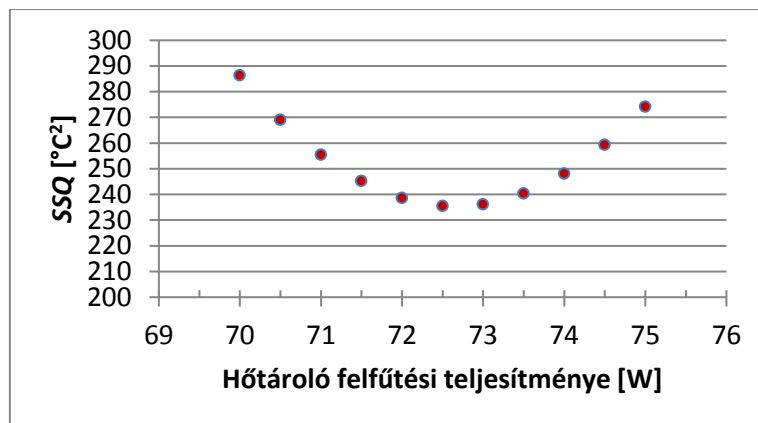
**17. ábra.** A részletes modell geometriája. A szigetelés kék, a szilárd töltet piros árnyalatú vonalakkal megadva. A hőcserélő világoskék, alatta a függőleges szakaszok hővezető rudakat jelentenek. Középen fűtőszálak helyezkednek el egy vízszintes síkban. Alul a pozitív koordináta-tengelykereszt vannak feltüntetve, az origó fekete ponttal jelölve (szilárd töltet bal felső sarka).

A geometria behálózását tekintve, a hőcserélő esetén a 4.5.3. fejezetben leírtaknak megfelelően jártam el, egyébként a hatékony és a célnak megfelelő (hővezetés modellezése a szilárd közegben) szabad hálózást végeztem, tetraéder elemeket generálva. Az elemméret 3,37 mm (hőcserélő hátsó kamrájánál) és 0,49 m (külső szigetelőréteg) között változott, az elemszám 715.539 volt.

A szimuláció során előbb egy stacioner, majd ennek eredményét felhasználva egy tranzienst modellezést végeztem. A stacioner modellezést paraméteresen futtattam, s ennek során igyekeztem „hozzáigazítani” a kísérleti hőtömb hőfokeloszlásához a részletes modell hőmérsékletmezőjét. Erre azért volt szükség, mert a valós hőtárolón végzett munkálatok (hőcserélő átépítése, illetve módosítása) során bekövetkezett, nehezen ellenőrizhető járulékos hőtani veszteségek miatt időközben többször is módosult a kísérleti tömb hőfokeloszlása, valamint a rendelkezésre álló erőforrások mellett nem tűnt kivitelezhetőnek a szezonális hőtároló első beüzemelésétől indítani a részletes modellezést, éveket szimulálva. Továbbá kérdés volt, hogy tetszőleges időpontban indítva az időben változó modellt, mennyire megközelíthető a rendelkezésre álló (hőmérséklet) adatok ismeretében a valós hőfokeloszlás. Paraméterként a fűtőszálak fűtőtéljesítménye szerepelt. Ennek függvényében vizsgáltam, hogy mikor lesz a legkisebb az az összeg, melynek tagjait úgy kaptam, hogy vettem az adott hőelem által mért és a modellben ugyanazon geometriai pontban számított hőmérséklet-értékek különbségének négyzetét. Másként fogalmazva, egy eltérésnégyzet-összeget ( $SSQ_T$ ) számoltam, ahol minden egyes eltérést egy adott geometriai pontban számított és mért hőmérséklet különbsége jelentette:

$$SSQ_T = \sum_i (T_{i,számított} - T_{i,mért})^2 \quad (47)$$

A 18. ábrán a részletes modell hőmérséklet eloszlásának a 2014. február 1-én 0 óra 0 perckor érvényes valós hőfokmezőhöz való hozzáigazítását végző stacioner modellezés eredménye látható.



**18. ábra.** Az I. időszak kezdeti hőfokeloszlásához tartozó optimális felfűtési teljesítmény kiválasztását megcélzó, paraméteres stacioner modellezés eredménye.

Ennek megfelelően az időben változó modellezésben kezdeti hőmérsékletmezőnek a 72,5 W fűtési teljesítmény mellett kapott hőfokeloszlást választottam ( $SSQ_T = 235,48 \text{ °C}^2$ ). Bár inkább csak statisztika, de ez azt jelenti, hogy a kiválasztott fűtési teljesítmény érték esetén a mérőpontokban átlagosan 2,21°C abszolút eltérés adódott a számított és a mért hőmérséklet értékek között. Mivel a II. időszak kiindulási hőfokmezőjét az I. időszakra végzett modellezés utolsó időpontja adta, ebben az esetben nem végeztem paraméteres „hozzáigazítást” a valós hőfokeloszláshoz. A III. időszakot

tekintve, a legalacsonyabb eltérésnégyzet-összeget ( $SSQ_T = 2171,5 \text{ °C}^2$ ) 215 W felfűtési teljesítmény érték mellett kaptam, ami átlagosan egy mérőpontban  $6,73\text{°C}$  abszolút eltérést jelent a számított és mért értékek között.

A peremfeltételek megadását a 4.1.2. fejezetben leírtak szerint végeztem. A stacioner modellezésnél a peremfeltételek megadásakor kiválasztottam egy 7 napból álló időszak kezdő időpontjához tartozó hőmérséklet értékeket, s közülük a hőtároló felszínére vonatkozó adatokat használtam fel. A szabad felületeken konvektív hűtést, az alsó síkon Dirichlet peremfeltételt adtam meg. A konvektív hőátadási tényező értékét a falhoz közeli felületeken (oldalt és hátul)  $5 \text{ W/mK}$ , a felső és elülső oldalon  $8 \text{ W/mK}$  értéknek választottam. Mivel a tömb első felületén nem volt külön hőelem elhelyezve, ezen a felületen a felső oldalon a T29-es hőmérővel rögzített adatok kerültek felhasználásra. A többi oldalon a külső felületen rögzített termoelemek adatait vonatkoztattam a teljes felületre. A hőcserélő bemeneti és kimeneti hőmérsékletét Dirichlet feltételként adtam meg, a  $T_{in}$  és  $T_{out}$  jelű hőelemek adatai alapján.

A stacioner modellezés eredményét felhasználva, a termoelemekkel mért értékekhez a lehetőségek szerint legjobban hozzáigazított kezdeti hőfokeloszlást megadva, lefuttattam a tranziens modelleket. A peremfeltételeket a stacioner modellezésnél említetteknek megfelelően adtam meg, de értelemszerűen nem egy időpontra, hanem a szimulációs időszak minden percében.

A kapott eredmények és a mért értékek összehasonlításához a Rode és Burch által alkalmazott eljárást alkalmaztam (Rode és Burch 1995). Ennek lényege, hogy a számított és mért adatsorok ugyanazon időponthoz tartozó értékeinek veszik az eltérésnégyzetét, ezt a műveletet minden egyes időpontra elvégezzük, majd a kapott értékek számtani átlagát képezik, végül négyzetgyököt vonnak a számtani átlagból:

$$RMS_T = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (T_{i,számított} - T_{i,mért})^2}{n}} \quad (48)$$

A kapott érték megmutatja, hogy egy adott időpontban átlagosan mekkora az eltérés a számított és mért érték között.

## 4.5. A szezonális hőtároló hőcserélőjének optimalizálása

### 4.5.1. A modellezés célja

A szezonális hőtároló tömbben fűtési célra eltárolt energia kivonása aktív módon a korábban leírt hőcserélővel valósul meg. Ennek geometriája jelentős hatással bír a hővisszanyerés hatékonyságát tekintve. Az energia kivonás (lehetséges) mértéke több tényezőtől függ, mint például a hőtömb hőfokeloszlása, átlaghőmérséklete; a lakótér aktuális hőigénye; az ezeket a jellemzőket befolyásoló időjárási körülmények, melyek hatással vannak a tömb felfűtésére és a lakótér hőmérsékletére. Fontos szerepet játszanak a hőcserélő geometriai és fizikai tulajdonságai is: a hőátadó felület nagysága, az áramló közeg irányítását/elosztását befolyásoló geometriai jellemzők, valamint bizonyos hőtechnikai paraméterek, mint például a felületi hőátadási tényező. Ezek együttesen határozzák meg azt, hogy a hővisszanyerés milyen ütemben történik.

A hőcserélő geometriáját tekintve, a végeelem-szoftverrel végzett előzetes kétdimenziós szimuláció rámutatott, hogy a levegő a hőcserélőbe való beáramlását követően, a bevezető kamrából nyíló négy darab, 3 m hosszúságú cső közül döntően csak a belső (a hőtömb függőleges, hosszirányú szimmetriásíkjához legközelebbi), és kis mértékben a szomszédos csőben továbbítódik a hátsó kamra felé (Horváth et al. 2016).

Mivel a másik két csőben a légáram nagysága elhanyagolható volt, a hőcserélőn átáramló levegővel való hőközlés alapvetően a bevezető szakasz két ágán történt, és a másik két ág gyakorlatilag kihasználatlan maradt. Ennek következtében a hőcserélő az elvártnál alacsonyabb hatásfokkal működött, amit célszerűnek látszott orvosolni.

### 4.5.2. A hőcserélő modellezett és megvalósult geometriai változatai

A hőcserélő teljesítményének javítására, tehát a légáram hatékonyabb elosztására a bevezető ág geometriai jellegű módosítása tűnt a legkézenfekvőbbnek, pontosabban a kamra belső terének felosztása. Több ötlet is felmerült, melyek az alábbiak voltak (19. ábra):

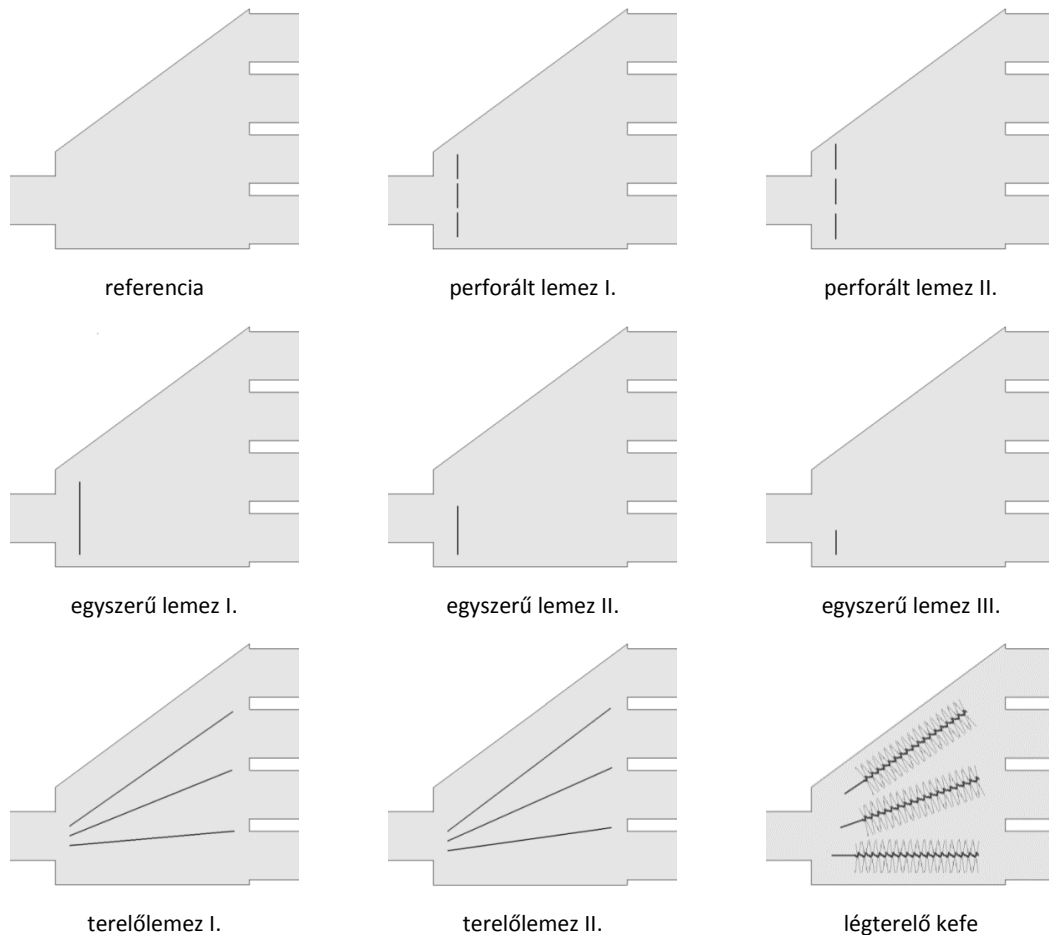
- az áramlási irányra merőleges, egyszerű lemezes kiegészítés (3 változat),
- az áramlási irányra merőleges, perforált lemezes módosítás (2 változat),
- terelőlemez megoldás (2 változat),
- kéményseprő kefék behelyezése.

Ezek közül az első három módosítás hatásának vizsgálatához végeelem módszerrel modelleztem a hőtani és áramlási viszonyokat, a kefék geometriája azonban olyan magas szabadságfokú modellt eredményezett volna, melyet a rendelkezésre álló erőforrások és időtényező mellett nem tudtam volna futtatni. Ugyanakkor a kísérleti szezonális hőtároló tömb esetén a hőcserélő hatékonyságát 3 darab kéményseprő kefe behelyezésével próbáltuk növelni, mivel ez tűnt a legkönnyebben kivitelezhetőnek.

### 4.5.3. A mérés menete és a modellezés jellemzői

A kefék behelyezése előtt és után számos ponton mértük a hőcserélőben áramló levegő, valamint a hőcserélő falának hőmérsékletét, a tervezett üzemi áramlási sebességtartományban (0-6 m/s) kijelölt 2, 4 és 6 m/s belépő légsebesség értékek biztosítása mellett (egy-egy mérésorozat legalább 1.200 mérésből állt). Ezt követően a mért adatok számtani átlagát képeztem, majd közülük a hőcserélőbe

belépő levegő hőmérsékletét ( $T_{in} = 24,7^{\circ}\text{C}$ ) és a hőcserélő falának átlaghőmérsékletét ( $T_{block} = 83,4^{\circ}\text{C}$ ) a végelem-modelleknél peremfeltételként adtam meg. Erre azért volt szükség, mert a valós és a modellezett hőcserélő-változatok teljesítményének összehasonlítását csak közel azonos peremfeltételek mellett lehetett elvégezni.



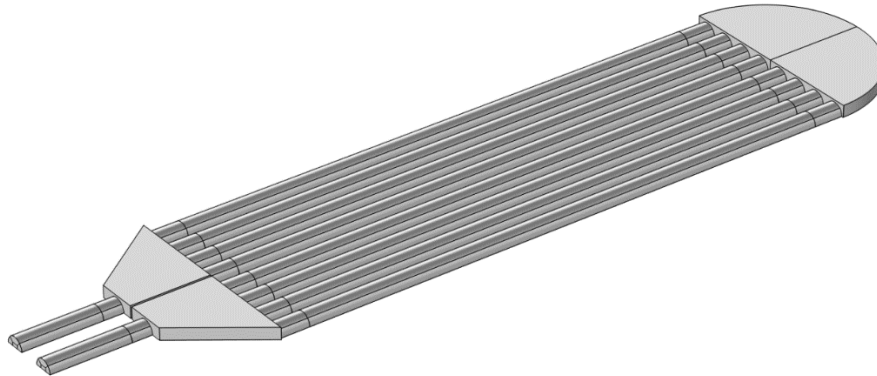
**19. ábra.** A hőcserélő egység végelem módszerrel vizsgált és/vagy megépített változatainak sematikus rajza. (A részletrajzokon csak a bevezető ág kamráját tüntettem fel.)

A módosítások végelem-módszerrel végzett szimulációja háromdimenziós modellel történt, ugyanis a kétdimenziós modellezés eredményei csupán kvalitatív összehasonlításhoz megfelelőek. Elegendőnek mutatkozott a vízszintes szimmetriasík feletti geometriát megrajzolni (20. ábra), és ezen végezni a modellezést, mivel a hőcserélő falának jó hővezető képessége miatt feltételezhető volt, hogy függőleges irányban a csőfal hőmérséklete csak kismértékű ingadozást mutat. Ennek köszönhetően a modell geometriai mérete közel megfelelőzdött, vagyis nagyobb hálófelbontású, így több szabadságfokkal (DoF, Degree of Freedom) rendelkező modell vált futtathatóvá a korlátozott memóriakapacitású számítógépen.

A modellek futtatásához először a COMSOL Multiphysics® 4.4-es verzióját használtam, de ebben az esetben a stacioner modellezést választva, nem sikerült konvergenciát elérni a megadott relatív hibakorlát mellett (relative tolerance: 0,001). Ennek oka feltételezhetően numerikus jellegű instabilitás volt, mely valószínűleg a bevezető kamrában kialakult turbulens örvényekhez köthető. Bár tranziens modellezést választva ez a probléma nem jelentkezett, viszont az időbeli lépésköz  $10^{-3}$  -  $10^{-4}$  másodperc nagyságrendű volt, ami miatt a közel egyensúlyinak tekinthető állapot kialakulását csak



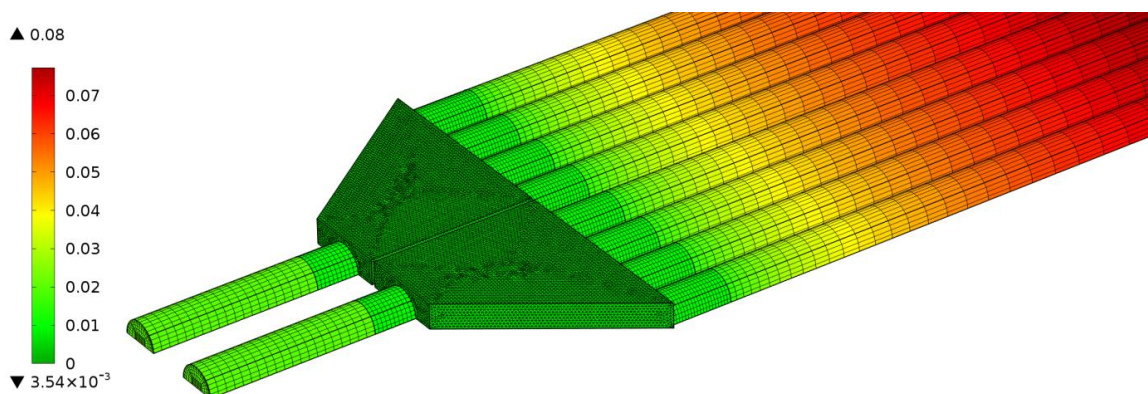
legalább egy hetes valós idejű szimuláció árán tudtam elérni. Az időközben megjelent COMSOL Multiphysics® 5.0 programverzióra történő frissítés után viszont sikerült stationer körülmények között néhány óra alatt lefuttatni a vizsgált modelleket, így a kezdeti próbálkozások után az egyensúlyi állapotra történő szimulációt választottam, az új programverziót használva.



**20. ábra.** A hőcserélő egység modellezett geometriája.

A végeelem-számításokat először a referenciának tekintett, eredeti geometriájú hőcserélőre végeztem, három különböző hálófelbontás mellett (~0,7 millió, ~1,4 millió és ~2,8 millió DoF), a hőcserélőbe belépő közegre jellemző légsebesség tartomány (0 - 6 m/s) három eltérő értékére (2, 4 és 6 m/s). Ezek alapján a kilépő átlaghőmérsékletre egy hálófüggetlenség vizsgálatot elvégezve a Roache által kifejlesztett eljárással (Roache 1994, 1997), elegendőnek tűnt a közepes hálófelbontás (~1,4 millió DoF) alkalmazása a további szimulációkhoz (Horváth et al. 2016).

A hőcserélő hatékonyságának növelését megcélzó numerikus elemzés összességében további hét, módosított geometriájú modell futtatását jelentette, közepes hálófelbontás mellett, és mindegyik esetben három különböző áramlási sebesség alkalmazásával történt a szimuláció. A geometria hálózása során a hőcserélő forgásszimmetrikus szakaszain (csövek) hexaéder elemekből felépülő, szabályos háló került kialakításra, melynek felbontása a csőfal közelében finomodott (a turbulens határreteg figyelembevétele miatt). A három kamra esetében a leghatékonyabbnak az automatikus (program által vezérelt) hálógenerálás mutatkozott, tetraéder elemek alkalmazásával. Ennek hátrányaként jelentkezett, hogy itt a szoftver nem volt képes a határretegnek megfelelő jellegű sűrítést végezni a tartomány peremén. A szabályos és a szabad hálózás határán piramis elemek kötötték össze a hexaéder és a tetraéder elemeket. A 21. ábrán a hálózott geometria részlete látható.



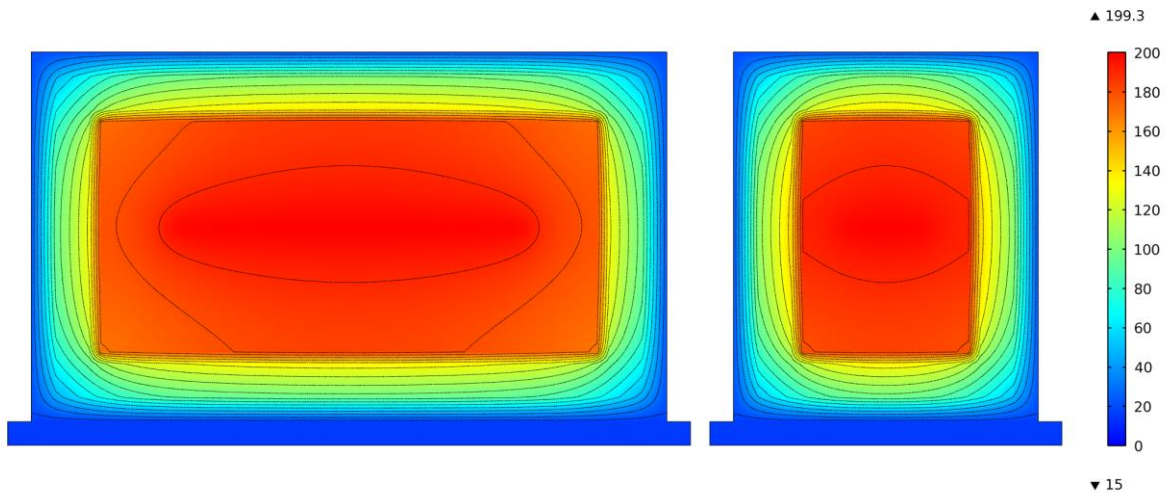
**21. ábra.** A hőcserélő behálózott geometriájának részlete, az elemméret megadásával (méterben)

## 5. Eredmények és megvitatásuk

Az Ágfalván felépült könnyűszerkezetes faházban elhelyezett, kísérleti szezonális hőtároló rendszer két- és háromdimenziós (stacioner illetve tranziens) végeelem modellezése során kapott eredmények ismertetését a vizsgált modellekre külön-külön végzem, mivel ez a tagolás véleményem szerint jobb követhetőséget biztosít.

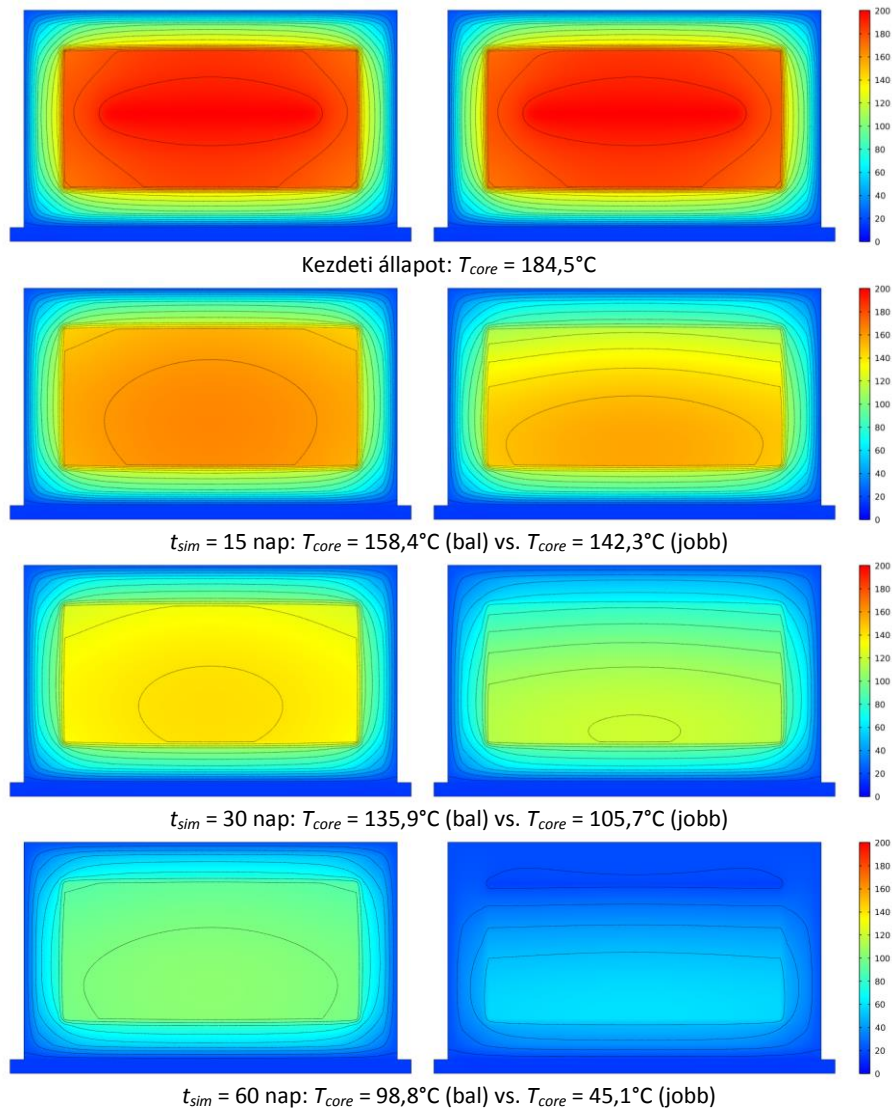
### 5.1. Egyszerűsített modellezés

Az időben változó modellezés kezdeti feltételeként megadott hőfokeloszlás kiszámítása a stacionárius modell segítségével minden kiválasztott szigetelőréteg vastagságra megtörtént. A 22. ábra a tranziens modellezéshez tartozó kezdeti hőfokeloszlást mutatja,  $d_{\text{Layer-2}} = 0,28$  m mellett. A hőtároló szilárd töltetének a szigeteléséhez viszonyított magas hővezető képessége az izotermák eloszlásából egyértelműen látszik.



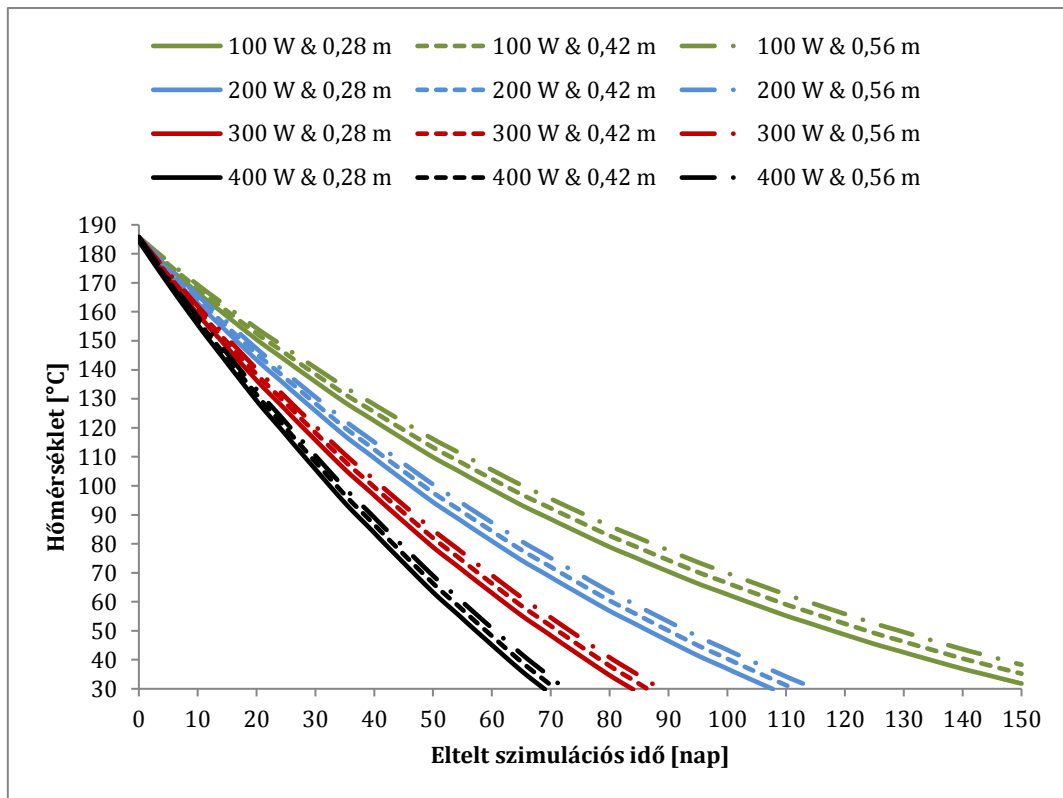
**22. ábra.** A hőtároló tömb kezdeti hőmérsékletmezője hossz és keresztmetszetben ( $d_{\text{Layer-2}} = 0,28$  m). A színezett háttér a hőfokeloszlást mutatja (kék szín = hűvösebb tartomány, narancs szín = melegebb tartomány, jelmagyarázaton az értékek °C-ban). A vékony fekete vonalak izotermák, 10°C-onként.

A 23. ábrán a hőtároló tömb végeelem-modell szerinti lehűlési folyamata követhető nyomon néhány lépésben, az első 60 napban. A bal oldali oszlopban  $Q_r = 100$  W, a jobb oldaliban  $Q_r = 400$  W paraméterértékre végzett szimulációbeli hőmérsékletmező változás figyelhető meg,  $d_{\text{Layer-2}} = 0,28$  m szigetelőréteg vastagság mellett. Nyilvánvaló, hogy a nagyobb mértékű hővisszanyerés esetén hűl gyorsabban a hőtömb. Emellett az is látható, hogy a hőmérséklet-gradiens a hőtömb magjában közel négyszer nagyobb a  $Q_r = 400$  W esetében, mivel a mag hődiffuzivitása (hőmérsékletvezetési tényezője) viszonylag alacsony ( $\alpha = 8.104 \cdot 10^{-7}$  m<sup>2</sup>/s), a hővisszanyerés mértéke pedig nagy.



**23. ábra.** A hőtároló tömb hőmérséklet-eloszlásának változása a tömb hosszmetében ábrázolva,  $Q_r = 100\text{ W}$  (bal oldal) és  $Q_r = 400\text{ W}$  (jobb oldal) paraméterértékek mellett, a kiválasztott időpontokban ( $d_{Layer-2} = 0,28\text{ m}$ ). A háttérszínezés mutatja a hőfokeloszlást (kék szín = hidegebb tartomány, piros szín = melegebb tartomány, jelmagyarázatban az értékek  $^{\circ}\text{C}$ -ban értendők). A vékony, fekete vonalak izotermák  $10^{\circ}\text{C}$ -onként megadva.  
 $t_{sim}$ : eltelt idő a tranzien modellben,  $T_{core}$ : a hőtömb magjának átlaghőmérséklete.

A 24. ábrán, a szilárd töltet átlagos hőmérsékletének változása látható a szimulációs időben előre haladva, a vizsgált paraméterérték párok mellett. A hőmérsékletgörbék lefutása szerint, a középső szigetelőréteg (*Layer-2*) vastagsága megkétszerezésének hatására csak kis mértékben csökken a lehűlés sebessége, míg a hővisszanyerés sebességének növelése jelentősen befolyásolja a lehűlés sebességét, így a fűtésre fordítható időtartamot is.



**24. ábra.** A hőtároló tömb magjának átlaghőmérséklet-változása a szimulációs időszak alatt, a vizsgált paraméter-érték párokra ( $Q_r$  [W] &  $d_{Layer-2}$  [m]).

A 6. táblázatban látható a hőtároló tömbből történő hővisszanyerésre maximálisan rendelkezésre álló időszak napokban megadva, figyelembe véve azt a kikötést, hogy az átlagos maghőmérséklet nem süllyedhet a korábban alsó korlátként megadott 30°C érték alá. Az eltelt időt napokban adtam meg (felfelé kerekítve a legközelebbi egész értékre). Látható, hogy a hővisszanyerés mértékének 25%-kal való csökkentése (400 W-ról 300 W-ra) 1,2-szer hosszabb fűtési időszakot eredményez, és ha a hővisszanyerés sebességét a felére csökkentjük (400 W-ról 200 W-ra), akkor 1,6-szer tovább végezhetjük azt. Amennyiben a hővisszanyerés mértéke csupán  $Q_r = 100$  W, a hasznosítható időtartam meghaladja a vizsgált 150 napos határt.

**6. táblázat.** A maximálisan elérhető hővisszanyerési időtartam, napokban, a vizsgált paraméterértékek mellett.

$Q_r^a$ [W]	$d_{Layer-2}^b$ [m]		
	0,28	0,42	0,56
100 W	150 <	150 <	150 <
200 W	108	112	115
300 W	84	87	89
400 W	69	71	73

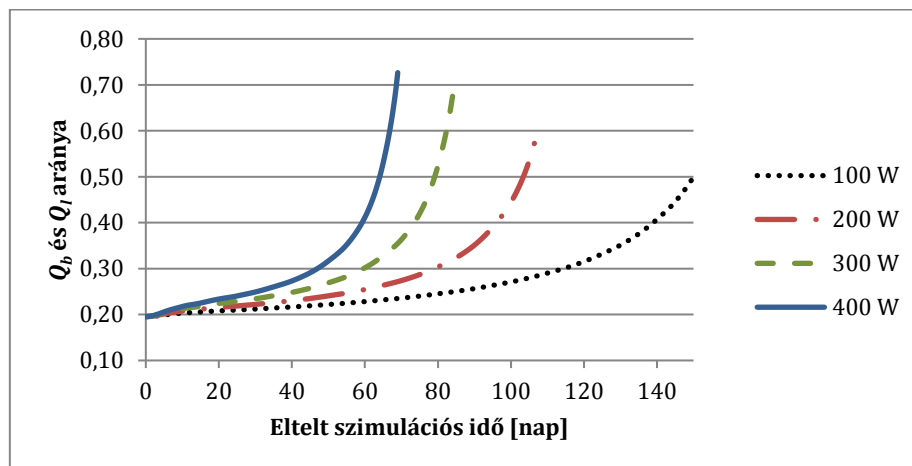
<sup>a</sup> hővisszanyerés mértéke, <sup>b</sup> középső szigetelőréteg (FOAMGLAS) vastagsága

A hőtároló tömb hővesztését tekintve, vizsgálható a veszteség hőáram ( $Q$  [W]) és a kumulatív hővesztés az időben előre haladva (tehát a veszteség hőáram idő szerinti integrálja) ( $E$  [J]).

A hőtároló tömbből a hő háromféle úton távozik:

- kinyert hő formájában, ez a lakóépület fűtésére fordítódik (vonatkozó jelölések:  $Q_r$  és  $E_r$ );
- a hőtároló tömb szabad felületén főként a konvekció (valamint kisebb részben hősugárzás és a levegőben történő hővezetés) okozta veszteségként (jellemző mutatók:  $Q_c$  és  $E_c$ );
- a talapzaton keresztüli hővesztésként, hővezetés formájában (alkalmazott jelölések:  $Q_b$  és  $E_b$ ).

Ahogy az 4.2.2. fejezetben említettem, az egyszerűsített modell szerint a hőtároló tömb a lakóépület belső terében került elhelyezésre. Ebből fakadóan, a konvekció útján távozó veszteség az épületbelsőbe jut, ugyanakkor a talapzat irányába távozó hő döntően nem hasznosul az épület fűtése szempontjából. A 25. ábrán a talapzaton keresztül fellépő veszteség hőáram ( $Q_b$ ) és a teljes külső felületen jelentkező veszteség hőáram ( $Q_l = Q_b + Q_c$ ) arányának időbeli változása látható, a vizsgált hővezetési paraméterértékek esetén ( $d_{\text{Layer-2}} = 0,28$  m). Megállapítható, hogy kezdetben, a talapzati veszteség-hőáram ( $Q_b$ ) a hőtömb külső felületén fellépő teljes hővesztésnek ( $Q_l$ ) mintegy ötöde, tehát a konvektív hővesztés ( $Q_c$ ) ekkor közel négyszer nagyobb a lefelé irányuló hővesztésnél ( $Q_b$ ). Az időben előre haladva, a konvektív, valamint a talapzati hővesztés mértéke egyaránt csökken, a hőtároló tömb hőfokesésének következtében. Mivel azonban a hőtömb magjának felső síkjában végzett (egyenletes mértékű) hővezetés miatt a hőtömb felső része gyorsabban hűl, mint az alsó, ennek következtében a konvektív hővesztés nagyobb mértékben csökken, mint a talapzati. Így az előbb említett arány idővel növekszik, ahogy az a 25. ábrán is látható. Megállapítható továbbá, hogy a nagyobb mértékű hővezetés mellett ez az arány gyorsabban növekszik, a lehűlési folyamat végén értéke 0,50, 0,62, 0,68 illetve 0,73, a vizsgált  $Q_r = 100, 200, 300$  és  $400$  W teljesítmény mellett (ebben a sorrendben). A középső szigetelőréteg vastagságának változtatásakor, ugyanazon hővezetési teljesítmény mellett, a talapzati és a teljes felületen számolt veszteség hőáramok aránya elhanyagolható mértékben változik.

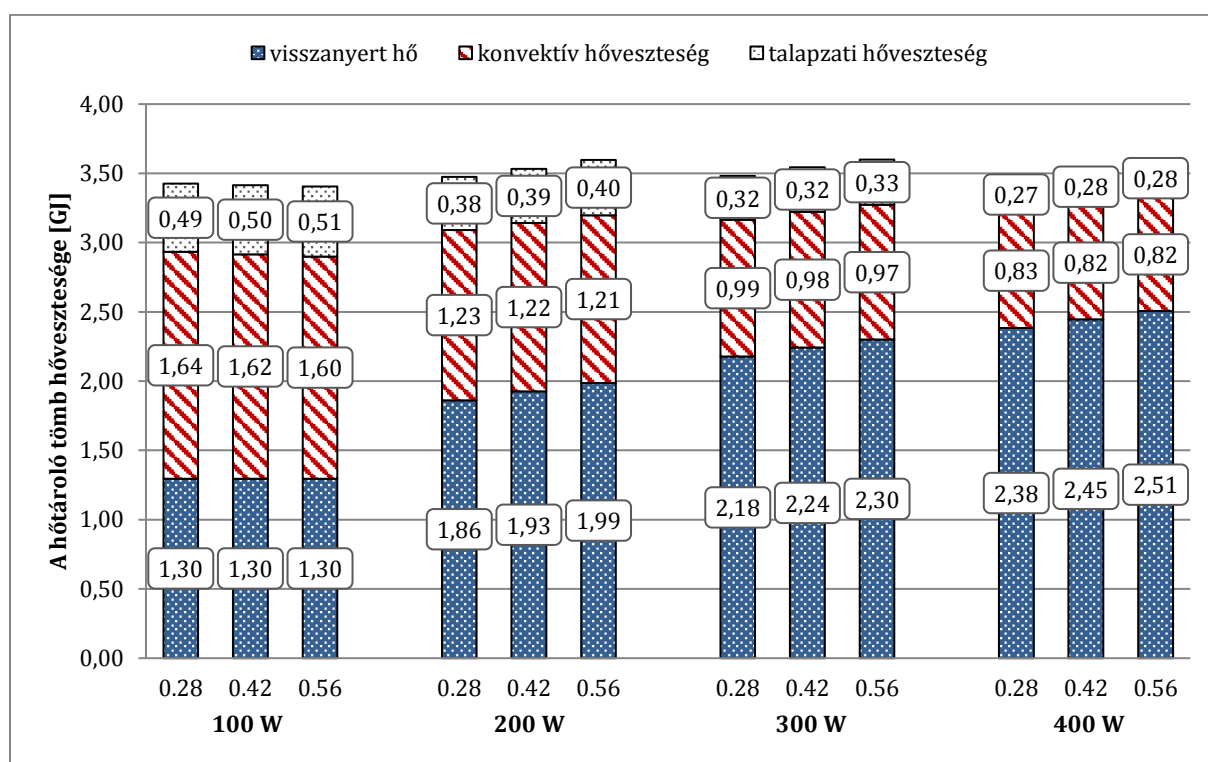


**25. ábra.** A talapzati ( $Q_b$ ) és a teljes felületen fellépő veszteség hőáram ( $Q_l = Q_b + Q_c$ , ahol  $Q_c$  a konvektív hőáram) arányának időbeli változása, a vizsgált hővezetési paraméter-értékek mellett ( $d_{\text{Layer-2}} = 0,28$  m).

A kumulatív hővesztéseket tekintve (tehát a veszteség hőáramok idő szerinti integrálját) várható, hogy az időben változó modellben, a szimulációs időszak végén, a hőtároló tömb összesített hővesztése közel ugyanakkora lesz minden paraméter-értékpár esetén, a  $30^\circ\text{C}$  átlagos maghőmérséklet-korlátnak köszönhetően, mely hőtechnikailag hasonló állapotban lévő hőtömböt eredményez a szimuláció végén, minden vizsgált esetben. A 26. ábrán halmozott oszlopdiagramok mutatják a kumulált kinyert, a konvektív és a talapzati veszteség-hő arányát, a szimulációs idő végén,

minden vizsgált paraméter-értékpárra. A második, harmadik és negyedik oszlopcsoportnál (ahol  $Q_r$  értéke rendre 200, 300 illetve 400 W) az összesített hőveszteség láthatóan megegyezik. Az első csoportnál észlelt eltérés abból fakad, hogy itt nem a 30°C-os korlátot, hanem a 3600 órás (150 napos) szimulációs időtartamot érte el előbb a lehűlés során a tömb. A grafikon szerint, a középső szigetelőréteg vastagságának növelése a kumulatív hőveszteség kismértékű növekedését eredményezte. Elsőre ez meglepőnek tűnik, azonban a vastagabb szigetelőréteg nagyobb térfogatot, és több tárolt hőt jelent, nagyobb abszolút felülettel, ezen pedig összességében több hő képes távozni adott idő alatt.

A kinyert hő, a konvektív és a talpazati hőveszteség részaránya ( $E_r$ ,  $E_c$  és  $E_b$ , ebben a sorrendben) a szimuláció végén, a 26. ábrán és a 7. táblázatban tekinthető meg. A tömbből való hővisszanyerés teljesítményének növelése jelentősen növeli a kinyert hőenergia ( $E_r$ ) arányát a teljes hőveszteséghez ( $E_o$ ) képest. A középső szigetelőréteg vastagságának növelése elenyésző nagyságú növekedést jelent az előbb említett arányt tekintve.



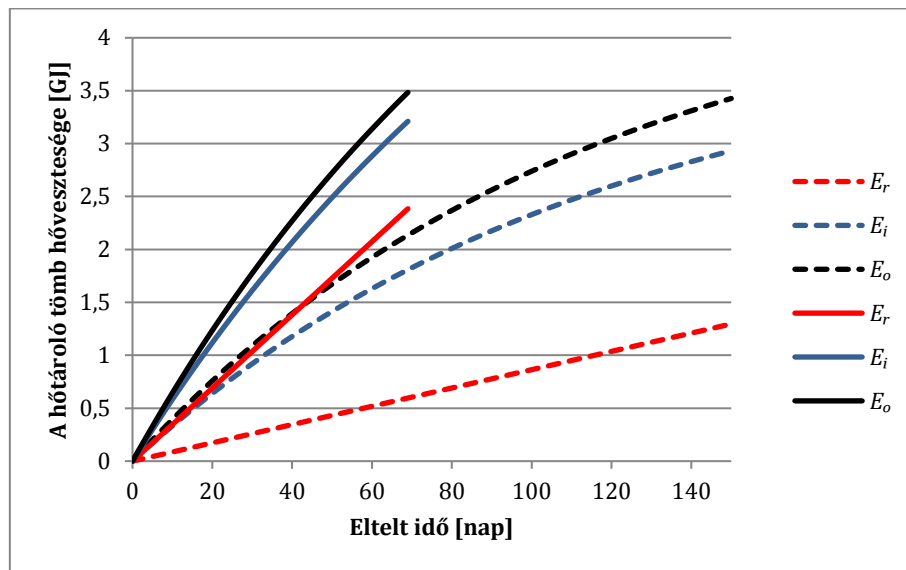
**26. ábra.** A hőtároló tömb hőveszteségének megoszlása a szimuláció végén, a vizsgált esetekben. Az oszlopok alatti számok a középső szigetelőréteg vastagságát jelentik, méterben megadva.

**7. táblázat.** A kinyert hő ( $E_r$ ) és a teljes hőveszteség ( $E_o$ ) aránya a szimuláció végén, a vizsgált esetekben.

$Q_r^a$ [W]	$d_{Layer-2}^b$ [m]		
	0,28	0,42	0,56
100 W	0,378	0,379	0,381
200 W	0,536	0,545	0,552
300 W	0,625	0,633	0,639
400 W	0,684	0,690	0,695

<sup>a</sup> hővisszanyerés mértéke, <sup>b</sup> középső szigetelőréteg (FOAMGLAS) vastagsága

A 27. ábra mutatja a hőtároló tömb hőveszteségének időbeli változását, a  $Q_r = 100$  W (szaggatott vonalak) és a  $Q_r = 400$  W (folytonos vonalak) paraméter-értékek mellett, 0,28 m középső szigetelőréteg vastagságnál. A vonaldiagramon látható egyenesek az állandó mértékű hővisszanyerést jelzik. Időben előre haladva, a hőtömb felszínén fellépő veszteség hőáram csökken, a tömb hűléséből adódóan. Ezt a grafikon megfelelő görbéi is mutatják ( $E_i$ ). Az összesített hőveszteség a két ábrázolt esetben ( $Q_r = 100$  W és  $Q_r = 400$  W) szinte megegyezik, azonban itt is jól látható, hogy a kumulált kinyert hő ( $E_r$ ) és a kumulált teljes hőveszteség ( $E_o$ ) aránya jelentősen különbözik a két paraméterérték esetén. A középső szigetelőréteg vastagságának változtatásával, ugyanolyan hővisszanyerési teljesítmény mellett elhanyagolható mértékű az eltérés az esetek között.



**27. ábra.** A hőtároló tömb kumulált hővesztesége,  $Q_r = 100$  W (szaggatott vonalak) és  $Q_r = 400$  W (folytonos vonalak) paraméter-értékek mellett ( $d_{\text{Layer-2}} = 0,28$  m).  $E_r$ : kinyert hő,  $E_i$ : a tömb hővesztesége a lakóépület belső tere felé ( $E_r$  és a konvektív hőveszteség összege),  $E_o$ : a hőtároló tömb teljes hővesztesége ( $E_i$  és a talpazati hőveszteség összege).

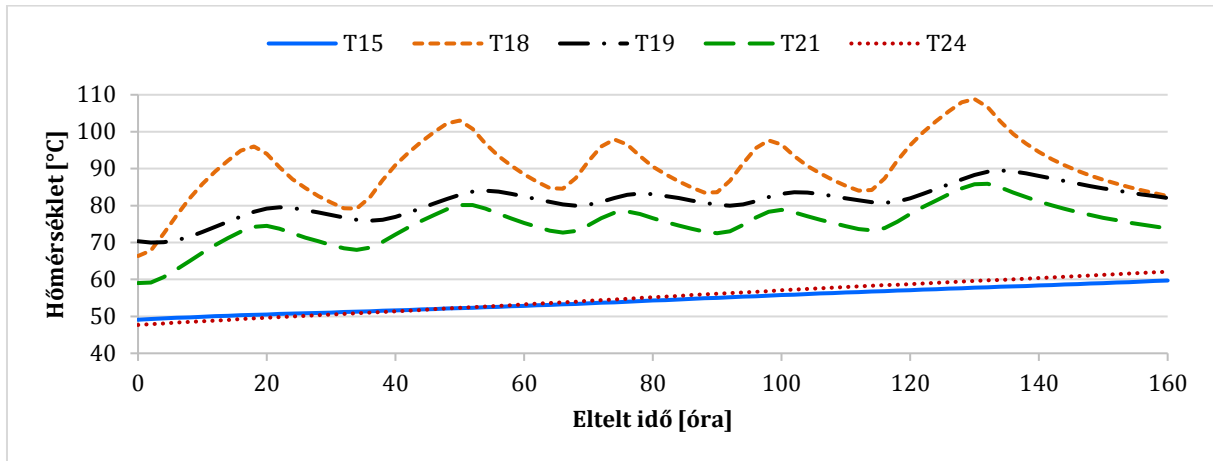
A modellezés eredményei azt mutatják, hogy a hőtároló tömbből történő hővisszanyerés jelentősen befolyásolja a kihűlés folyamatát, ahogy az várható. Azonban úgy tűnik, hogy a középső szigetelőréteg (FOAMGLAS) vastagságának megkétszerezése csekély mértékben van hatással a kihűlés sebességére. Amennyiben a hőtároló tömb az épületben kerül elhelyezésre, a konvektív hőveszteség egy további eszköz az épületbelső fűtésére a kinyert hő mellett, jelentősen növelve a hasznosítható hő arányát, különösen alacsony hővisszanyerési teljesítmény mellett. Ugyanakkor, a hőtömb lehűlése során a talpazati hőveszteség aránya a konvektív hőveszteséghez képest idővel jelentősen megnőhet, mivel a konvekció okozta hőveszteség csökken, melyet a hőtároló tömb felső részének az alsóhoz viszonyított gyorsabb lehűlése okoz.

Bár a végeselem-modellezés során egyenletes mértékű hővisszanyerést feltételeztem, valós rendszerek esetén idővel hatásfok-csökkenés lép fel, melynek köszönhetően a lehűlési folyamat hossza megnő, a kinyert hő aránya ( $E_r$ ) a teljes hőveszteséghez ( $E_o$ ) képest pedig lecsökken. Ugyanakkor valós rendszereknél a szigetelőrétegek között fellépő kontakt hőellenállásnak köszönhetően a számítottéhoz képest kisebb mértékű hőveszteség lép fel, továbbá éjszaka, illetve távollét esetén a fűtési hőigény is általában kisebb.

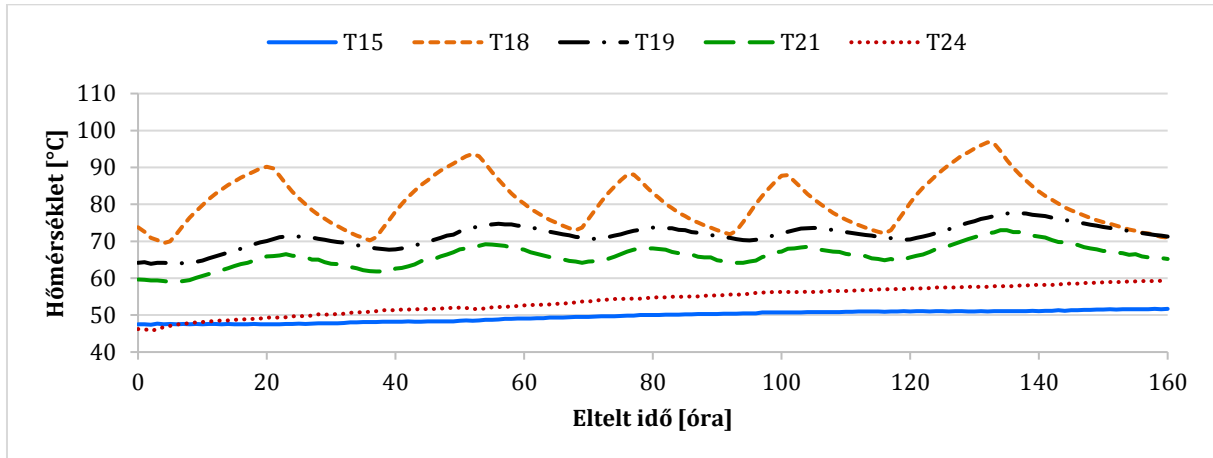
## 5.2. Szakaszos felfűtési kísérlet

A 4.3. fejezetben leírtak szerint, a vizsgált szezonális hőtároló egyszerűsített geometriájú végeelem modelljének segítségével elvégeztem a kísérleti hőtömb szakaszos felfűtésének szimulációját. Ezután összevettem a tranziens modellben szereplő „virtuális tömb” és a kísérleti hőtároló egymásnak megfelelő geometriai pontjaiban a számított és a mért hőmérsékletek adatsorát.

A 28. ábrán néhány kiválasztott virtuális, míg a 29. ábrán a valós tömbbeli szenzor esetén számított, ill. mért hőmérséklet alakulása követhető nyomon a 160 órás szakaszos felfűtés során.



28. ábra. A hőmérséklet alakulása a szakaszos felfűtés során, a virtuális tömb néhány pontjában.



29. ábra. A hőmérséklet változása a szakaszos felfűtés során, a valós tömb néhány pontjában.

A két grafikon összevetve, első ránézésre az azonos geometriai pontokban mért és számított hőmérséklet adatok görbéi hasonló lefutást mutatnak. Azonban részletesebben megvizsgálva a grafikonokat, látható, hogy a vizsgált időszak végén a végeelem modell esetén mintegy 10°C-kal magasabb hőmérséklet értékek szerepelnek. Mivel az energia betáplálása a hőtárolóba szabályozott körülmények között történt, és a hőcserélő alatti geometria a modell és a valós tömb esetén igen hasonló, ezért feltételezhetjük, hogy a hőmérséklet görbék futása közötti eltérés okát a szilárd töltet hővezetési sajátosságai között célszerű keresnünk.



A hőtároló tömb összeállítása 2011 nyarán történt, a szakaszos felfűtési kísérlet a következő év májusában valósult meg. A két időpont között, a téli időszak során a hőtároló nagy tömegű szilárd töltetének beépítéskori nedvességtartalma a teljes felfűtés hiányában nem távozott a tömbből. A modellezés során a töltet hőkapacitásának és sűrűségének megadásakor ezt a víztöbbletet nem vettem figyelembe, valamint a nedvességáram, mint tömegtranszport hőterjedésre gyakorolt hatásával sem foglalkoztam.

Az anyagok hőmérséklet-vezetési tényezője egyenesen arányos a hővezetési tényezővel, és fordítottan arányos a sűrűséggel és a fajlagos hőkapacitással. Feltételezve, hogy a kísérleti hőtárolóban meglévő nedvesség-többlet miatt a sűrűség és hőkapacitás nagyobb, mint a számítás során figyelembe vett értékek, a valóságban a számítottnál lassabb felmelegedés várható, ugyanakkora mértékű hőközlés mellett (kisebb lesz a hőmérséklet-vezetési tényező).

Ez a teória a fűtőszál közelében (T18, T19, T21) illetve a tömb szilárd töltetének egyik alsó sarkában (T15) elhelyezett hőelemeknél tapasztalt hőmérséklet görbék futására megfelelő választ adhat. Ugyanakkor a T24 szenzornál, mely a szilárd töltet felső síkjában, középen helyezkedik el, a hőmérséklet változása a mért és számított esetben közel megegyezik, a vizsgált időszakot tekintve (~15°C). Erre nem sikerült megfelelő indoklást találnom.

A nedvességtartalom szerepe a hőterjedésben sokszor meghatározó, s ez a szezonális hőtároló hőtechnikai viselkedésében is megmutatkozik. A hőtömb felépítéskor felhasznált szegélykő és homok, valamint a szélső soroknál alkalmazott speciális ragasztóanyag nedvességtartalma a középső hőszigetelő réteg (FOAMGLAS) párafékező jellege miatt az első felfűtésig (2012. tavasz) feltételezhetően nem távozott kellőképpen a rendszerből. Bár további vizsgálatokat igényel, de véleményem szerint erre a körülményre vezethető vissza a hőtani szimuláció eredménye és a mérési adatok közötti eltérés.

A szezonális hőtárolóhoz tartozó hőcserélő első változatának teljes átépítése 2014. január első felében történt meg. A köztes időszakban (~2 év) a tömb felfűtése az időjárási viszonyok és egyéb tényezők függvényében, több alkalommal is megtörtént. Ennek során a beépítéskor bevitt „többlet” nedvesség számottevő része a magas üzemi hőmérséklet miatt a hőszigetelő rendszer illeszkedési résein feltételezhetően eltávozott, illetve a hőcserélő átépítéskor megbontott szigetelésen keresztül erre biztosan sor került (helyszíni tapasztalatok alapján).

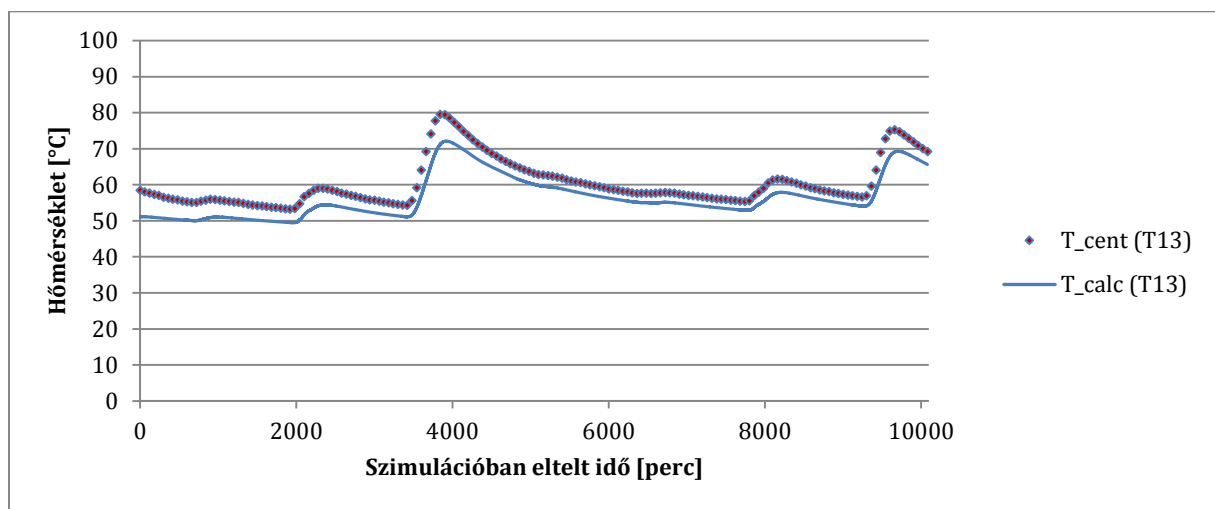
Mivel a szezonális hőtároló részletes hőtechnikai modellezése az új hőcserélő kialakítását követően valósult meg, mely során a szilárd töltetbe függőlegesen lefűrt 23 db (hővezetést javító) alumínium rúd elhelyezése is megtörtént, ezért a szakaszos felfűtési kísérlet nem alkalmas a későbbi modellezéssel való összehasonlításra.

Az eredményekből megállapítható, hogy az egyszerűsített modell képes kvalitatív jellegű információkkal szolgálni a valós hőtömb hőtechnikai viselkedéséről. Azonban ahhoz, hogy kvantitatív szempontból is megfelelő képet kapjunk a hőtárolóban lezajló folyamatokról, az anyagtulajdonságok pontosabb megadására van szükség, vagy minimalizálnunk kell a nedvességtartalom befolyásoló hatását, például a hőtömb előzetes kiszáritásával, a végleges hőtechnikai lezárása előtt.

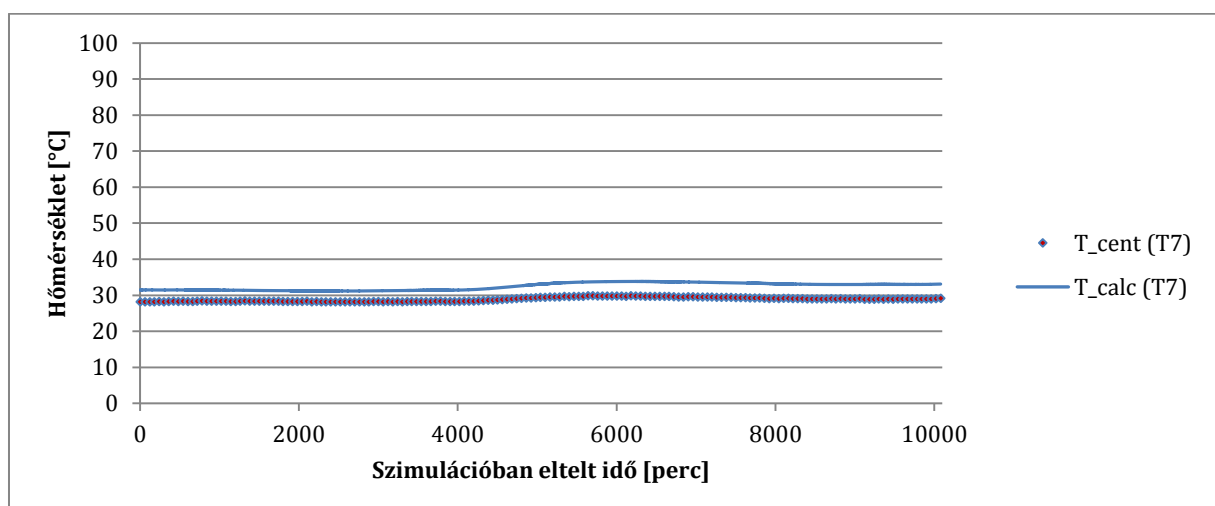
### 5.3. Részletes modell

A részletes modellezést a három kiválasztott időszakra elvégezve, majd a számított és mért értékeket felhasználva, a megadott formula szerint egyfajta szórásjellemzőt számolva az idősorokra, a 7. mellékletben feltüntetett értékeket kaptam. Az adatokból kitűnik, hogy míg a februári adatsorok esetén a számított és a mért értékek között a legtöbb mérőpontban viszonylag kicsi a különbség ( $RMS_T < 3^\circ\text{C}$ ), addig a júniusi adatsornál számos kiugró érték szerepel.

A februári adatokra végzett szimuláció I. és II. időszakának adatsorainál gyakorlatilag ugyanazon mérőpontokban jelentkeznek a nagyobb eltérések. Ez arra utal, hogy ezekben a geometriai pontokban a kezdeti feltétel megadása jelentős hibával volt terhelt. Amennyiben közös koordináta-rendszerben ábrázoljuk az azonos jelű valós és virtuális termoelemek adatsorát, látható, hogy közel párhuzamosan futnak a grafikonok, de egy bizonyos eltolással (30. és 31. ábra).



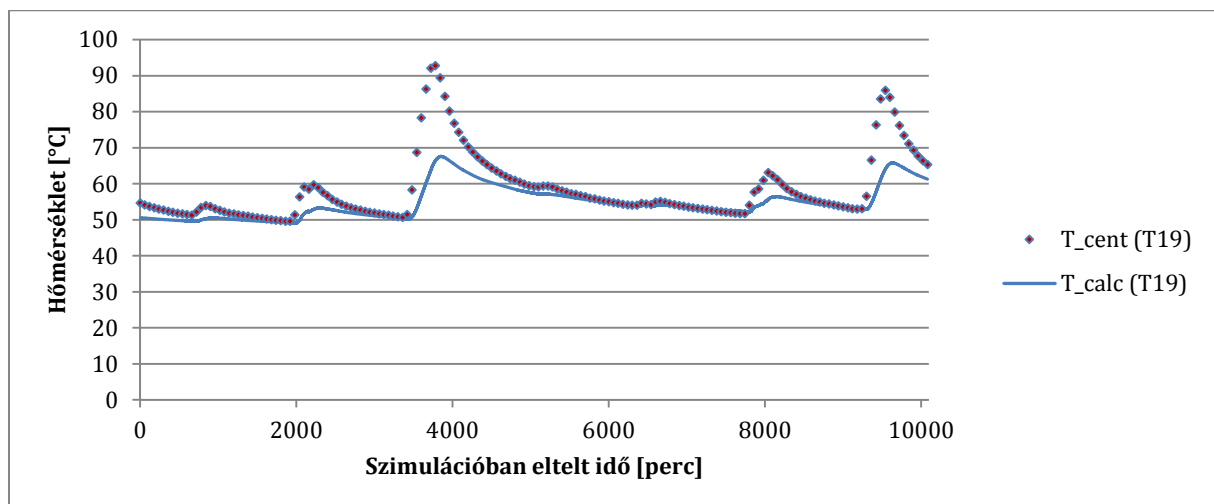
**30. ábra.** A T13 jelű termopár által mért ( $T_{cent}$ ), valamint a végeelem modellezés során ugyanazon geometriai pontban számolt ( $T_{calc}$ ) hőmérséklet adatok összevetése (I. időszak).



**31. ábra.** A T7 jelű termopár által mért ( $T_{cent}$ ), valamint a végeelem modellezés során ugyanazon geometriai pontban számolt ( $T_{calc}$ ) hőmérséklet adatok összevetése (I. időszak).

Ennek feltételezett oka, hogy a kiindulási hőmérsékletmező számításakor a geometria bizonyos részeit a paraméteres vizsgálat algoritmusá kisebb súllyal vette figyelembe, mint más tartományokat. A termoelemek elhelyezkedését elemezve a hőtömbben feltűnik, hogy az egymáshoz közeli, nagyszámú K jelű (kivétel a K3.1) és néhány szomszédos T jelű hőelemnél az eltérés 0-2°C közötti, míg a hőtárolóban ezektől nagyobb távolságokra található termoelemeknél, melyek a fűtőszálak közelében vannak, nagyobb hőmérséklet-különbség adódik.

Azokban a tartományokban tehát, amelyekben a mérőpontok sűrűsödnek, pontosabb közelítést kaptunk, a kevesebb termoelemet tartalmazó részekben, melyek a fűtőszál közelében vannak, nagyobb hibával terhelve indult a szimuláció. Ugyanakkor a legtöbb esetben a görbék jellege, lefutása erősen hasonlít a mért adatsorokéra. A kivételek közé tartozik a T19 jelű termoelem, itt jól látható, hogy a mérési adatsornál jóval nagyobb csúcsok szerepelnek a hőmérséklet grafikonon, mint a végeelem módszerrel számított esetben (32. ábra). Ennek magyarázata még várat magára, feltételezhetően a fűtőspirál elektromos „zavart” okoz a közelében elhelyezett termoelemeknél, így befolyásolva a mérés pontosságát. Másik lehetőség, hogy valamilyen (egyelőre ismeretlen) okból a szilárd töltet hővezető képessége a fűtőszál közelében megnő, de ez már igazából csak spekuláció.



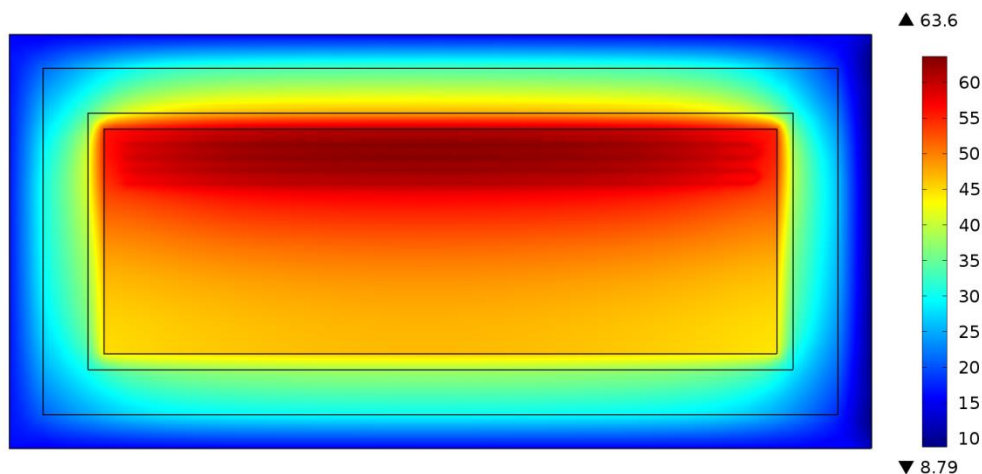
**32. ábra.** A T19 jelű termopár által mért ( $T_{cent}$ ), valamint a végeelem modellezés során ugyanazon geometriai pontban számolt ( $T_{calc}$ ) hőmérséklet adatok összevetése (I. időszak).

A K3.1 termoelemnél a mért és számított adatok közötti eltérés állandó jellegű, így itt inkább valamilyen kalibrációs hiba, vagy rossz termoelem okozhatja a különbséget, mivel a környezetében a többi K jelű érzékelő esetében az eltérés sokkal kisebb.

A júniusi adatsorokat vizsgálva, megállapítható, hogy a számított kiindulási hőmérsékletmező bizonyos mérőpontokban jelentősen eltér a mért értékekhez viszonyítva (T6, T7, T15), de a legtöbb termoelemnél az előző adatsorokkal összevethető nagyságrendű a hiba. A görbék futása, alakja, meredeksége viszont a fűtőszálak környékén bizonyos pontokban láthatóan eltér a mért és számított adat sorokat tekintve. A hiba okát abban látom, hogy míg a szimulációban a kezdeti lépéshez egy egyensúlyi hőfokeloszlást használtam fel (nincs a hőterjedésnek „előtörténete”), addig a kísérleti hőtárolóban a téli időszakhoz mérve jelentős felfűtési teljesítményingadozás lép fel, mely miatt a hőtömbben hullámszerűen terjedő hő a hőmérsékletmezőben is helyi ingadozásokat generál.

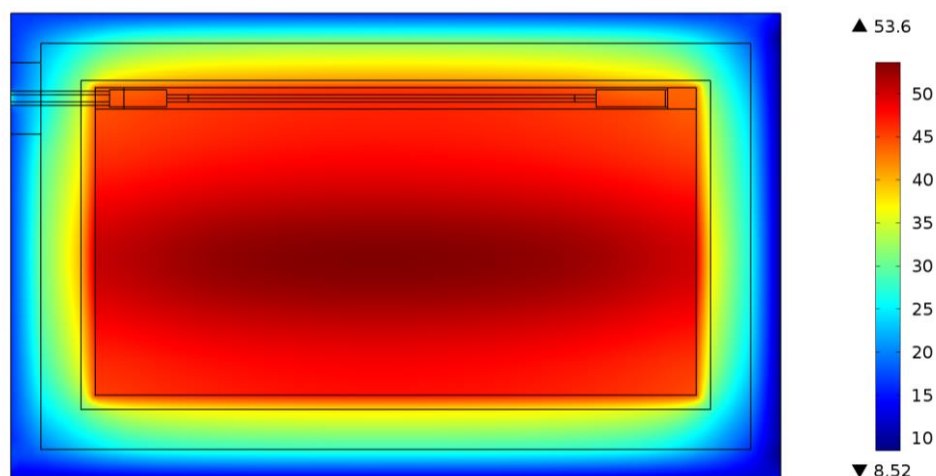
Megállapítható, hogy a kísérleti hőtároló tömb felfűtésének megfelelően pontos modellezéséhez elengedhetetlen egyrészt a termoelemek helyének és számának gondos előzetes megtervezése, másrészt a felfűtési időszakban lehetőség szerint olyan kezdő időpont kiválasztása, melyben a hőfokeloszlás még viszonylag egyenletes, „hullámoktól” mentes.

Az alábbiakban néhány ábrán szeretném bemutatni a végeselem modellel számolt hőmérsékletmező alakulását. A 33. ábrán felülnézetben (a tömb bal oldala van felül ábrázolva) a fűtőspirálok vízszintes síkjában szemlélhető meg a hőfokeloszlás. Látható, hogy napközben a fűtőszálak környékén egy magasabb hőmérséklet grádiens alakul ki, míg a tömb fűtetlen oldalán közel egyenletes a hőfokeloszlás.



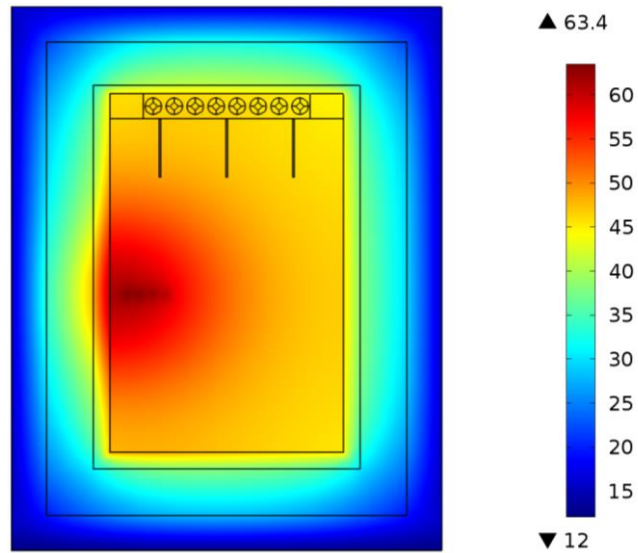
**33. ábra.** A végeselem modellel számított hőfokeloszlás az I. időszak 5.131. percében, felülnézetben, a fűtőspirálok síkjában. A skálán az adatok °C-ban vannak megadva.

A 34. ábrán a hőtömb függőleges metszete látható, a hőcserélő bevezető csövének függőleges szimmetriasíkjában. Mivel felfűtés modellezését végeztem, és a konvektív hatásoktól eltekintettem, így a hőcserélő belső hőfokeloszlása homogénnek adódik. A tömb közepén érzékelhető a fűtőszálak miatti grádiens növekedés.



**34. ábra.** A végeselem modellel számított hőfokeloszlás az I. időszak 5.131. percében, hosszmetsetben, a bevezető cső függőleges szimmetriasíkjában. A skálán az adatok °C-ban vannak megadva.

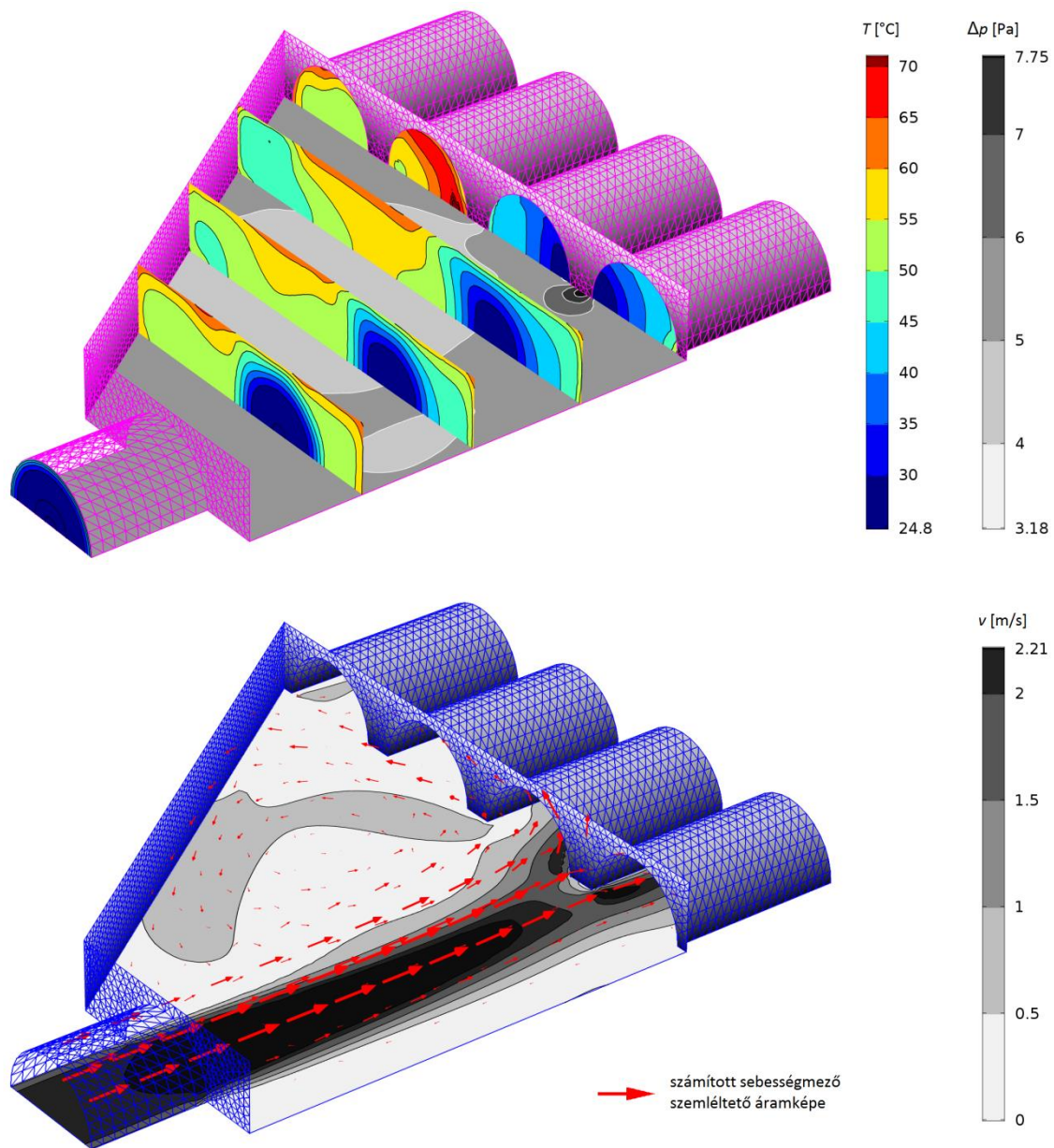
A 35. ábrán a szezonális hőtároló keresztmetszete látható, az első sor hővezető rúd síkjában. Mivel felfűtési időszakról van szó, a hővezető rudak szerepe nem mutatkozik meg, de megjegyzem, hogy hővisszanyerésnél ezeken keresztül lényegesen nagyobb hőáramok mentén terjed a hő a hőcserélő felé, mint a szilárd töltet anyagán keresztül.



**35. ábra.** A végeelem modellel számított hőfokeloszlás az I. időszak 5.131. percében, keresztmetszetben, a tömb középpontjához legközelebbi hővezető rúdsor függőleges szimmetriasíkjában. A skálán az adatok °C-ban vannak megadva.

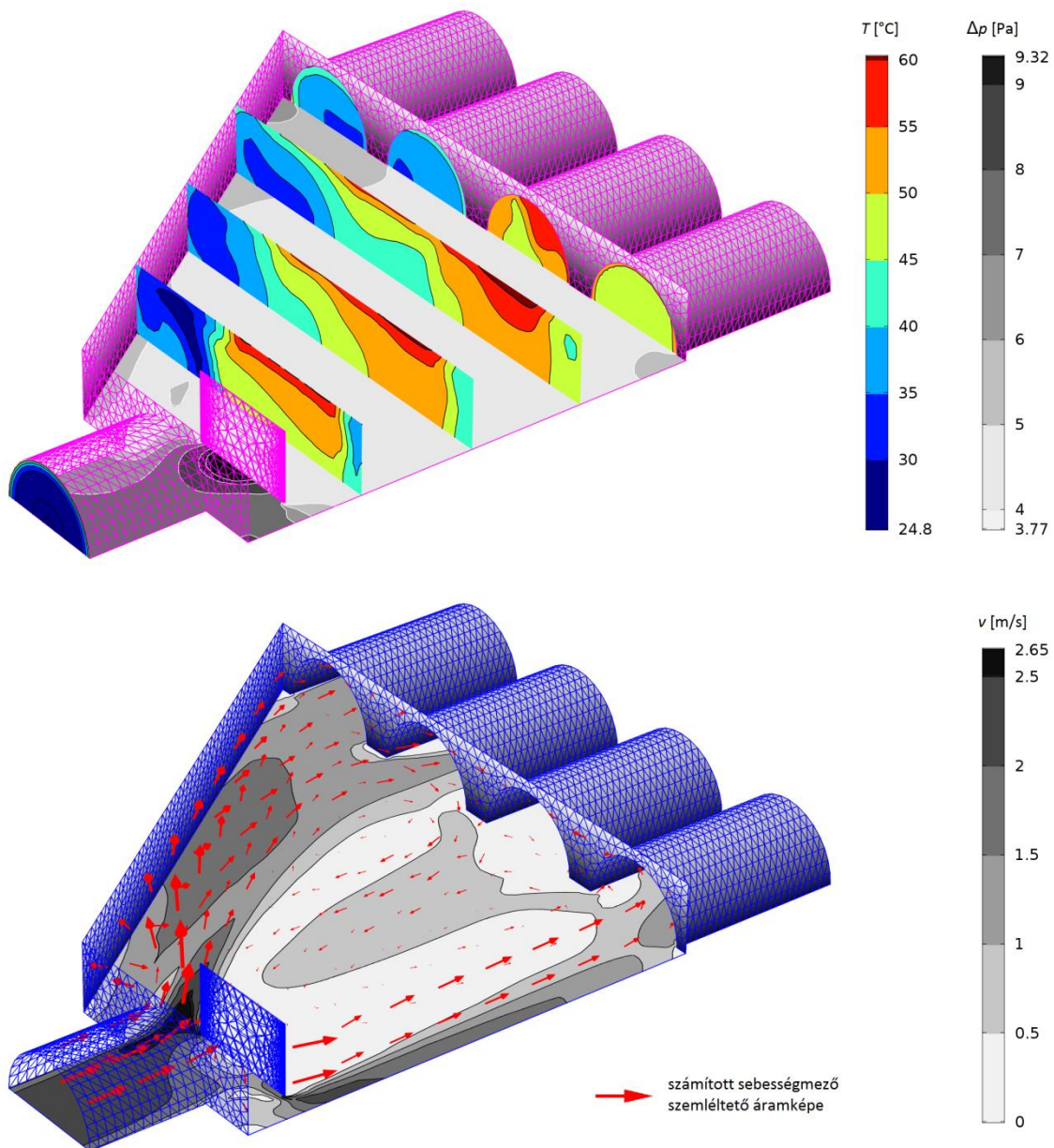
## 5.4. A hőcserélő modellje

A 36-39. ábrákon a hő- és áramlási modellezésre kapott hőfok-, légnyomás- és sebességviszonyok tekinthetők meg (főbb hőcserélő változatok), a bevezető ághoz tartozó kamrát mutatva. Mindegyik ábrán a felső képen a hőmérséklet (függőleges szeletelő síkokban) és légnyomáskülönbség (vízszintes szimmetria síkban), az alsón a sebességmező jellemzői láthatók (vízszintes szimmetria síkban). A nyomáskülönbséget tekintve, a referencia nyomás a hőcserélő kimeneténél került peremfeltételként rögzítésre (1 atm). Az alsó képen szemléltető jelleggel a kamrában a sebességre jellemző áramképet is feltüntettem, a piros nyilak hossza arányos a sebesség nagyságával. A kamra fala részlegesen el van távolítva, a hálózás a végeelem-hálót mutatja a vizsgált tartomány peremén, a szimmetriasík kivételével.



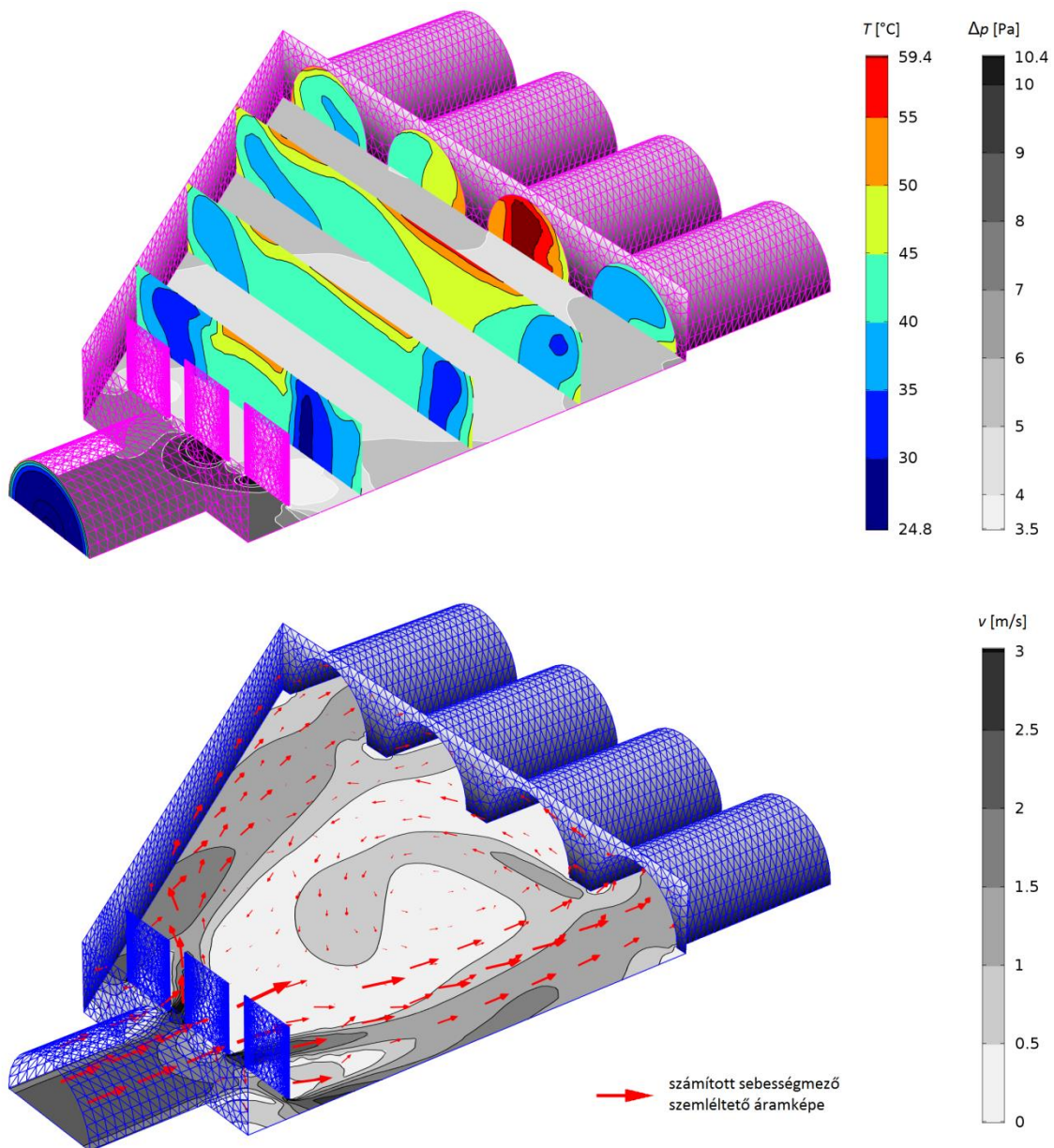
**36. ábra.** A hőcserélő egység bevezető ágának kamrájában áramló levegő végeelem-módszerrel számított néhány mezőjellemezője (referencia geometria, 2 m/s belépő légsebesség).  $T$ : hőmérséklet,  $v$ : áramlási sebesség,  $\Delta p$ : nyomáskülönbség ( $p_{ref} = 1 \text{ atm}$ , a hőcserélőből való kilépésnél).

A 36. ábrán bemutatott referencia megoldásnál látható, hogy a beáramló levegő részben a két jobb oldali elvezető cső közötti válaszfalnak ütközik, melynek környezetében lokális nyomásnövekedés lép fel. A légtömeg nagy része ezután az említett járatokon halad tovább. Az áramképből kitűnik, hogy a kamrában egy gyenge, de nagy kiterjedésű légörvény alakul ki, melyben a levegő számottevően felmelegszik. Ez a légtömeg kis mértékben folyamatosan cserélődik, egy része a bal oldali elvezető csőveken halad tovább (ha nem így lenne, akkor ezeknél a csatornáknál a belépési pontokban a csőfalhoz hasonló hőmérséklet értékeket látnánk). Elmondható, hogy ez a kialakítás nem hatékony, hiszen a bemenő ágon csak közel fele akkora felületen történik meg az áramló levegő felmelegítése, mint ahogy azt elvárnánk.



**37. ábra.** A hőcserélő egység bevezető ágának kamrájában áramló levegő végeselem-módszerrel számított néhány mezőjellemezője (egyszerű lemez II., 2 m/s belépő légsebesség).  $T$ : hőmérséklet,  $v$ : áramlási sebesség,  $\Delta p$ : nyomáskülönbség ( $p_{ref} = 1 \text{ atm}$ , a hőcserélőből való kilépésnél).

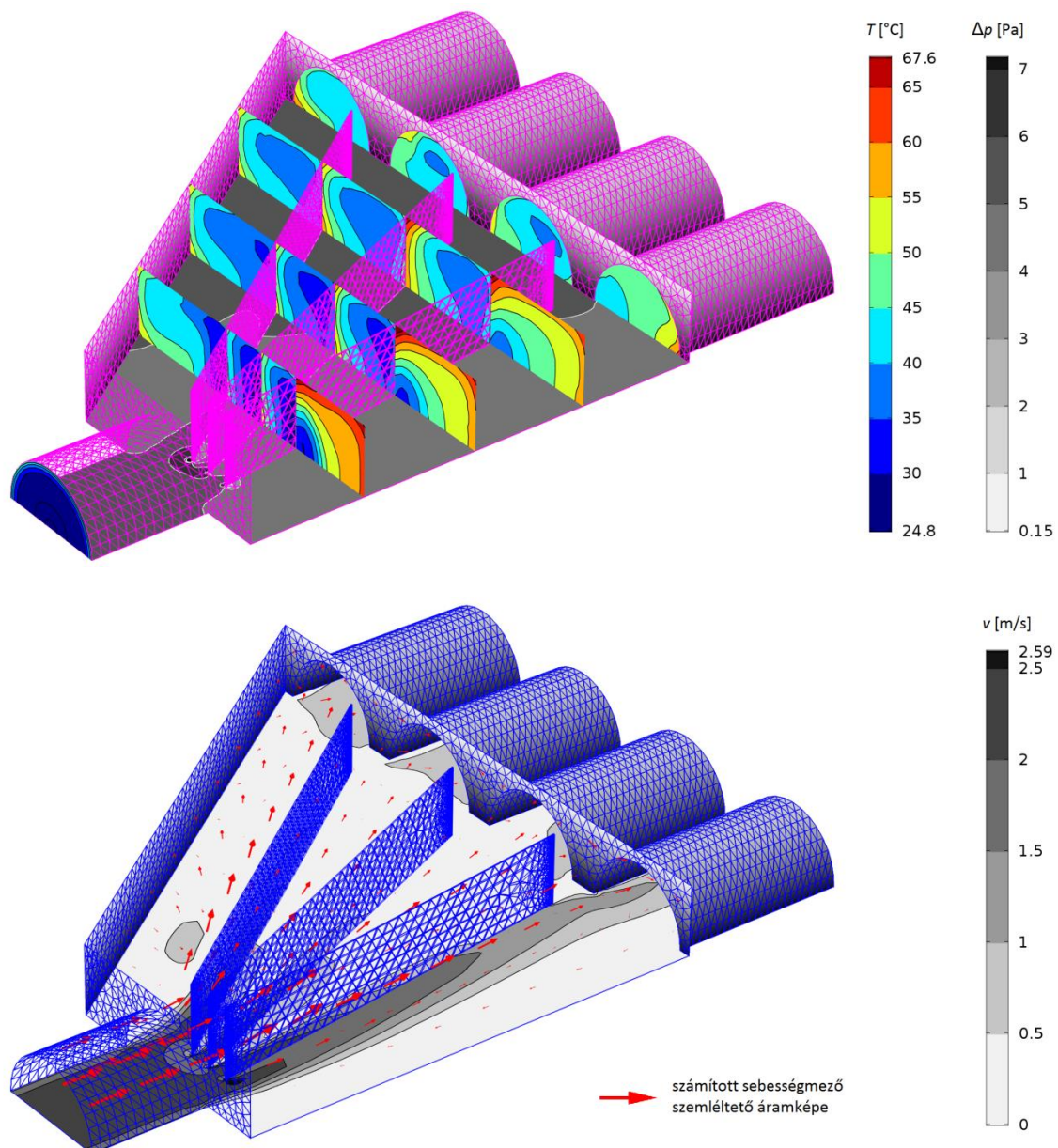
A 37. ábrán látható hőcserélő változatnál a kamrába belépő légáram útjára merőlegesen elhelyezett vékony fal, egyszerű lemez segítségével lehet módosítani a légtömeg útvonalát. A végeselem modell szerint a falnak ütköző közegben lokális nyomásnövekedés lép fel, így a levegő oldalirányban (a kisebb ellenállás irányában) halad tovább. Az egyszerű lemezes kialakítástól függően, más-más áramképet kaptam. Az I. és II. változatok hasonló képet mutatnak, a III. azonban olyan keskeny lemezzel bír, hogy a kapott sebességmező a referenciához áll közelebb. A legjobbnak a II. változat tűnik, ebben az esetben az ábrán látható módon a bal oldali kettő, és kis mértékben a jobb szélső csatornában halad tovább a légáram. A lemez mögött kialakult örvény miatt a negyedik, még nem említett elvezető ágban gyakorlatilag áll a levegő.



**38. ábra.** A hőcserélő egység bevezető ágának kamrájában áramló levegő végeselem-módszerrel számított néhány mezőjellemezője (perforált lemez II., 2 m/s belépő légsebesség). T: hőmérséklet, v: áramlási sebesség, Δp: nyomáskülönbség ( $p_{ref} = 1 \text{ atm}$ , a hőcserélőből való kilépésnél).



A 38. ábrán a perforált lemezes megoldások közül a II. változathoz tartozó mezőjellelmezők tekinthetők meg, az I. változat nem sokban különbözik ettől. A lemezeknek ütköző levegőben fellépő nyomásnövekedés itt is látható. A légtömeg a perforált lemez szélein és résein keresztüláramlik ugyan, azonban a kialakult áramkép nem felel meg az elvártnak. A kamra közepén egy nagy kiterjedésű örvény akadályozza a közeg közel egyenletes mértékű továbbáramlását a négy elvezető csatornában. Az I. változatban a középső kettő járat, a II. verzióban balról a harmadik cső többé-kevésbé elszigetelődik. Úgy tűnik, hogy ez a kialakítás az egyszerű lemezeshez képest nem bír nagyobb hatékonysággal, melyet a későbbiekben ismertetett szám adatok is igazolnak.



**39. ábra.** A hőcserélő egység bevezető ágának kamrájában áramló levegő véges elem-módszerrel számított néhány mezőjellelmezője (terelőlemez II., 2 m/s belépő légsebesség).  $T$ : hőmérséklet,  $v$ : áramlási sebesség,  $\Delta p$ : nyomáskülönbség ( $p_{ref} = 1 \text{ atm}$ , a hőcserélőből való kilépésnél).

A 39. ábrán a modellezett esetek közül a terelőlemez változatra számított jellemzőket tüntettem fel. A három darab terelőlemez együttese a beérkező légáramot szétszítja, és mind a négy elvezető csatorna felé elirányítja. A hőfokeloszlás és a sebességmező alapján ennek az elgondolásnak a korábbi változatoknál jobb hatásfokkal kellene rendelkeznie, a számadatokat megtekintve azonban nem látunk előrelépést azokhoz képest.

Az 8. és 9. mellékletben feltüntettem a 2 m/s belépő légsebességhez tartozó, háromdimenziós végeelem modellezés eredményeül kapott hőmérséklet- és sebességeloszlásokat, a hőcserélő szimmetriasíkjában. Ezek összevetése egymással és a fenti ábrákkal megerősíti a korábban leírtakat.

A különböző geometriájú változatok hatékonyságának vizsgálatakor a hőcserélőből kinyert és a maximálisan kinyerhető energia hányadosa megfelelő mutatónak tűnik:

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (49)$$

Mivel a hőcserélő üzemi hőmérséklet tartományában a levegő fajhőjének változása kisebb, mint 1%, a ténylegesen kinyert hőmennyiség megkapható a közeg tömegáramának, fajhőjének, valamint a ki- és belépéskor mért hőmérsékletek különbségének szorzataként:

$$Q = (\rho A_c \bar{v}) C_p (T_{out} - T_{in}) \quad (50)$$

Az eredeti geometriával bíró referencia változat esetében a valós és a modellverzióra számolt hőnyereség értékek alacsony sebességnél jó egyezést mutattak, nagyobb sebességeknél viszont eltérés jelentkezett. Ennek okai lehetnek hőmérséklet- és sebességmérési pontatlanságok, geometriai egyszerűsítések (a hőelemek hősugárzás elleni árnyékolását végző csövecskék hiánya a modellben), a választott turbulens modell sajátosságai (falfüggvényekkel való közelítés, annak feltételezése, hogy a belépő közeg áramlása teljesen kifejlett), az alkalmazott bázisfüggvények alacsony fokszáma, stb. Annak érdekében, hogy összehasonlíthatók legyenek a modellezett és a valós változatok eredményei, egy korrekciós együtthatóval kellett megszorozni a végeelem-módszerrel számolt hőnyereség értékeket. Ez az alábbi összefüggéssel került kiszámításra, az áramló levegő adott belépő sebessége ( $\bar{v}$ ) mellett:

$$a = \frac{Q_{ref,exp}}{Q_{ref,sim}} \quad (51)$$

ahol  $Q_{ref,exp}$  a kísérleti hőtároló esetében mért adatokból számolt hőnyereség,  $Q_{ref,sim}$  pedig a modell alapján számolt érték (mindkettő a referencia hőcserélőre vonatkozik).

A korrekciós tényező felhasználásával a korrigált hőnyereség a következőképpen kapható:

$$Q_a = a \cdot Q \quad (52)$$

A 8. táblázatban feltüntetésre kerültek a korrigált hőnyereség értékek, a megvalósult hőcserélő változatok számított értékeivel összevetve. Látható, hogy bármelyik javasolt geometriai módosítás növeli a hőnyereséget, a vizsgált légsebesség értékek mindegyike esetében. Azonban a javulás általában csak kismértékű, és legnagyobb hatása a kefék megoldásnak van.

**8. táblázat.** A korrigált hőnyereség ( $Q_a$  [kW]) nagysága a modellezett esetekben, összevetve a megépített hőcserélő változatokhoz tartozó értékekkel.

Hőcserélő-változat	DoF <sup>a</sup>	$\bar{v}$ [m/s] <sup>b</sup>		
		2	4	6
<i>Megvalósult változatok</i>				
referencia	-	0,93	1,55	2,05
légterelő kefék	-	1,09	1,93	2,62
<i>Modellezett változatok</i>				
referencia	1.378.483	0,93	1,55	2,05
perforált lemezes I.	1.528.363	0,96	1,63	2,21
perforált lemezes II.	1.537.797	0,96	1,62	2,17
egyszerű lemezes I.	1.432.074	0,97	1,60	2,11
egyszerű lemezes II.	1.434.027	0,97	1,63	2,20
egyszerű lemezes III.	1.433.079	0,95	1,61	2,18
terelőlemezes I.	1.538.175	0,95	1,61	2,19
terelőlemezes II.	1.537.426	0,95	1,60	2,18

<sup>a</sup> szabadságfokok száma a modellben, <sup>b</sup> áramló levegő belépő sebessége

A maximálisan kinyerhető hőmennyiség ( $Q_{max}$ ) számítása az (50) egyenlethez hasonló módon történik, azzal a különbséggel, hogy itt a kilépő hőmérséklet megegyezik a hőcserélő falának átlaghőmérsékletével. A különböző hőcserélő-kivitelezések hatékonyságának összevetése a korrigált hőnyereség és a maximális elméleti érték hányadosaként számolható hatásfok ( $\epsilon$ ) segítségével történik:

$$\epsilon = \frac{Q_a}{Q_{max}} \quad (53)$$

A korrigált értékekből számított hatásfokokat összevetve megállapítható, hogy a vizsgált módosítások közül a legnagyobb mértékben (~30%) a légterelő kefék megoldás növeli a hőcserélő hatékonyságát, míg a többi esetben a javulás mértéke lényegesen kisebb (~10%).

## 6. Összefoglalás

Napjainkban az épületek energiahatékonyságának fokozása és szén-dioxid lábnyomának csökkentése fontos szempont azok megtervezése, megépítése és üzemeltetése során. A faépületek, köztük a könnyűszerkezetes faházak szén-dioxid lábnyoma a hagyományos megoldásokkal összevetve kedvezőbbnek mutatkozik, s megfelelő hőszigetelési technológiák állnak rendelkezésre, melyek nagyban hozzájárulnak az említett célok eléréséhez. Tekintve, hogy a mérsékelt és hideg éghajlati övben a lakóépületek teljes energia felhasználásának nagy része (Európában mintegy négyötöde) a fűtés és részben a használati melegvíz előállítás fedezését szolgálja, ez az egyik olyan területe az épületfenntartásnak, ahol számottevő megtakarítást érhetünk el, különféle innovatív megoldásokkal. A környezettudatosság jegyében, a téli időszakban a faépületekben felhasznált fűtési energia fedezése a hagyományos energiaformákon kívül (szén, földgáz, kőolaj, fa, stb.) történhet megújuló energiával is, bár ezek rendelkezésre állása nem mindig egyenletes. Napenergia hasznosítás esetén célszerű a nyári időszakban megkötött fölös energiát valamilyen formában eltárolni, s a fűtési energia igényt részben vagy egészben ebből fedezni.

Az épületek által igényelt fűtési energia tárolása több időskálán is elképzelhető (pl. napi vagy éves ciklusú), ennek megfelelően a szükséges tárolási méret is tág határok között mozog. Nagyméretű szezonális (éves ciklusú) energiatároló rendszerek vizsgálatával, fejlesztésével és üzemeltetésével már több évtizede foglalkoznak, főként a világ fejlettebb régióiban, s ezeknek számos megvalósítási formája létezik (pl. furatos, rétegvizes, stb.). Azonban az épületek energia igényének csökkenése lehetővé tette, hogy a kisebb méretű, egyedi megoldásokat biztosító, családi házak fűtését szolgáló hőtároló rendszerek kutatása is előtérbe kerüljön, s az eddig elért eredmények biztatóak. Ezekben a kutatásokon nagyot lendíthet, ha az adott régió politikai vezetése különféle támogatások, pályázatok formájában ösztönző szerepet vállal. Ilyen lehetőségek az Európai Unióban, így hazánkban is adódnak, s jelen dolgozat megvalósulásában is szerepet játszottak. A fejlesztések számottevő része olyan energiatárolókhoz kötődik, melyeknél az energia eltárolása érzékelhető hő formájában történik, tehát a rendszer hőmérsékletének növelésével jár. Az ilyen hőtárolókat az angol szakirodalomban „sensible thermal energy storage system” („sensible TES system”) néven illetik. Hivatalos magyar megnevezésük még várat magára, hazai körökben ezeket legtöbbször szenzibilis hőtárolóknak nevezik. Dolgozatom első részében e rendszerekről (jellemzőikről, kutatásukról, modellezésükről) adok kisebb áttekintést, illetve röviden kitérek a másik két (termokémiai és látens) energiatárolási mechanizmus ismertetésére is.

Kutatási témám egy olyan kísérleti, szilárd töltetű, szezonális, szenzibilis hőtároló rendszer hőtani jellegű végeselem-modellezése volt, mely egy Ágfalván megépült könnyűszerkezetes faházban került elhelyezésre. Ennek során vizsgáltam, hogy a megépült hőtároló tömb képes-e egy adott feltételrendszer mellett fedezni a kísérleti gerendavázás épület téli fűtési hőigényét, továbbá milyen mértékű hőveszteség lép fel a szezonális hőtároló felületén. Kérdés volt, hogy vajon milyen részletességgel követhetjük nyomon a valós hőtárolóban végbemenő hőtani folyamatokat, illetve melyek azok a jellemzők, amik leginkább befolyásolják a hőtároló teljesítményét. Elkészítettem egy olyan, nagyszámú paraméterrel rendelkező végeselem-modellt, melynek segítségével a szenzibilis hőtömb jellemzői (anyagtulajdonságok, geometriai jellemzők) könnyen megváltoztathatók, annak érdekében, hogy eltérő paraméter értékekhez tartozó változatok összehasonlítása is elvégezhető legyen, illetve adott körülményekre optimalizálható modell álljon rendelkezésre. A kísérleti

hőtárolóból történő hővisszanyerés hatásfokának javítását célzó, a hőcserélő geometriáját érintő modellezés szintén része volt kutatásomnak.

Munkám során, a felhasznált végeelem-szoftver sajátosságaiból adódóan, kidolgoztam két szűrési algoritmust, melyekkel mintegy 90%-kal csökkentettem a mérési adatokból számított felfűtési teljesítmény adatsor nagyságát, a fűtési görbe alakjának megtartása mellett, jelentősen lerövidítve a tranziens modellezés futási idejét.

Egy egyszerűsített geometriájú modell segítségével megállapítottam, hogy a hőtárolóból történő hővisszanyerés sebességének változtatása jelentős hatással van a kifűthető időszak hosszára, míg a háromrétegű hőszigetelés középső rétegét (FOAMGLAS) érintő vastagság-növelés az említett időszakot csekély mértékben befolyásolja. Az egyszerűsített modell eredményei szerint a hőtároló hővesztesége a tárolt energiának mintegy 30-62%-a a vizsgált esetekben, azonban ennek közel háromnegyede konvektív jellegű, így a hőtömb épületben való elhelyezésekor ez is felhasználható a lakótér fűtésére. Az egyszerűsített geometriájú modellel végzett szakaszos felfűtési kísérlet validálása rámutatott, hogy ez a modell csak a kísérleti hőtároló kvalitatív jellemzésére megfelelő.

A hőtani folyamatok pontosabb jellemzéséhez egy részletes geometriájú modellt állítottam fel, mely számos paramétert tartalmaz, így alkalmas optimalizálási feladatok futtatására. Ezzel a modellel három, egyenként 1 hetes időszakra vonatkozóan szimuláltam a hőtömb felfűtését, majd validáltam a kapott eredményeket. Megállapítottam, hogy a hőtárolóban fellépő hőtani folyamatok kvantitatív modellezéséhez elengedhetetlen az anyagjellemzők és a kezdeti hőfokeloszlás minél pontosabb megadása, utóbbihoz a hőmérő szenzorok számának és elhelyezésének alapos megtervezése szükséges.

A hőtároló hőcserélő egységének két- és háromdimenziós végeelem modellezése során kapott eredmények alapján megállapítottam, hogy az eredeti (referencia) geometria esetében, az áramló légtömeg sebességeloszlása nem egyenletes, emiatt a hőtárolóból történő hővisszanyerés hatékonysága az elvárnál alacsonyabb. A hőcserélő hatásfokának növelését megcélzó optimalizálási eljárás során modellezett geometriai változatoknál mintegy 10%-os hatásfok-javulás adódott, továbbá a kísérleti hőtömb esetében megvalósult légtérrelő kefék megoldás a mérési adatok szerint közel 30% hatásfok-növekedést okozott.

Bár az Ágfalván elhelyezett kísérleti hőtároló modellezése során sikerült néhány aspektusát megvizsgálni a rendszer hőtechnikai viselkedésének, számos további teendő adódik, melyekre a rendelkezésre álló időkeret és erőforrások mellett nem került sor. Fontos feladatnak tekintem a hővisszanyerési folyamatnak a teljes hőtároló rendszert érintő jellemzőinek vizsgálatát, melyhez a részletes geometriájú modell megfelelő kiindulási alpnak tűnik. Az alkalmazott végeelem szoftver moduláris felépítésének köszönhetően, kisebb módosítások után a hőcserélőben fellépő kényszerített áramlás modellezése is megvalósítható, bár ehhez szükségesnek mutatkozik egy korábbiaknál lényegesen nagyobb számítási kapacitást biztosító környezet kialakítása. További, a jelenlegi felépítést alapvetően megtartó, de eltérő geometriai paraméter-értékekkel (méretek, bizonyos szerkezeti elemek száma és kiosztása) és anyagtulajdonságokkal bíró változatok modellezésére a meglévő részletes modell szintén alkalmas. Újabb modellváltozatok megalkotásával a jelenlegi rendszertől teljesen eltérő szerkezetű energiatárolók vizsgálata is lehetővé válik, bár ezek validálása csak akkor biztosított, ha rendelkezésre áll a megfelelő kísérleti, valós rendszer.

## 7. Tézisek

- I. A szezonális hőtároló tömb felfűtésének tranziens modellezése során megadott időbeli lépésközök megfelelő megválasztása érdekében, algoritmizált szűrési eljárásokat fejlesztettem ki és alkalmaztam („ $\delta$ -módszer”, „ $\varphi$ -módszer”), melyekkel a mérési adatsorokból származtatott tömb-felfűtési teljesítmény adatsorok nagyságát jelentős mértékben (~90%-kal) csökkentettem, a fűtési görbe alakjának megtartása mellett. A módszernek köszönhetően, a kísérleti hőtároló felfűtésének szimulációja a végeselem modell csökkentett futási ideje mellett valósulhatott meg.
- II. Megállapítottam, hogy az egyszerűsített lehűlési modell paramétereként szereplő hővisszanyerési sebesség ( $Q_r$ ) változtatása a kifűthető időszak hosszára jelentős hatással van (Horváth és Pásztory 2013c, 2015). Ugyanakkor a modell szerint, 400 W-ról 100 W-ra csökkentve a hővisszanyerés mértékét, a szezonális hőtároló által fedezett időszak hossza csak alig több mint kétszeresére növekszik. Ennek oka a kinyert, és a hőtömb felületén/talapatán keresztül távozó veszteség hő arányának változásában keresendő, nevezetesen a hővisszanyerés sebességének csökkentésével a veszteség-hő aránya növekszik a nyereség-hőhöz viszonyítva.
- III. Az egyszerűsített lehűlési modell eredményei alapján megállapítottam, hogy a szezonális, szenzibilis hőtároló hőszigetelő rendszerének részét képező középső szigetelőréteg vastagságának növelése (megkétszerezése) a kifűthető időszak hosszát csekély mértékben befolyásolja (Horváth és Pásztory 2015). Ez a jelenség magyarázható azzal a ténnyel, hogy a kísérleti hőtároló tervezésekor megfelelően megválasztott hőszigetelő rendszer magas hőszigetelő képességgel bírt, így ennek további javítása csak elhanyagolható hatással van a hőveszteség csökkentésére.
- IV. Az egyszerűsített lehűlési modell eredményei alapján megállapítottam, hogy a hőtároló tömbből távozó veszteség-hő (~30-62% a vizsgált esetekben) nagy része (74-77%-a) a hőtároló szabad felületein fellépő konvektív hőveszteség, mely felhasználható az épület fűtésére, amennyiben a szezonális hőtároló tömböt az épületen belül helyezzük el (Horváth és Pásztory 2015). A talapzati hőveszteség általában tényleges veszteségként könyvelhető el.
- V. Az egyszerűsített szakaszos felfűtési, valamint a részletes modell eredményeiből levontam azt a következtetést, hogy a szezonális, szenzibilis hőtároló rendszerben zajló hőtani folyamatok kvantitatív jellemzéséhez, és a számítási adatok megfelelő szintű validálásához elengedhetetlen az anyagtulajdonságok pontos ismerete, valamint a kiindulási hőfokeloszlás lehető legpontosabb megadása (Horváth és Pásztory 2013d). Utóbbi esetében az érzékelők számának és elhelyezésének előzetes, alapos megtervezése létfontosságú. Javasolt olyan időpontot választani a modellezés kezdetének, amikor a hőtárolóban kialakult hőmérsékletmező „ingadozásoktól mentes”.
- VI. Az általam felépített, részletes geometriával rendelkező, háromdimenziós modell nagyszámú geometriai és anyagparaméterrel rendelkezik, ennek köszönhetően alkalmas különböző optimalizációs eljárások futtatására, továbbá az Ágfalván elhelyezett kísérleti hőtároló tömbhöz hasonló, de eltérő méretezésű, illetve más anyagtulajdonságokkal bíró további rendszerek tervezésére, felfűtési és hővisszanyerési folyamatok hő- és áramlástanai vizsgálatára.
- VII. A hőcserélő két- és háromdimenziós végeselem modellezésével kapott eredmények alapján megállapítottam, hogy az eredeti (referencia) geometria esetében, az áramló légtömeg nem egyenletes sebességeloszlása miatt a hőcserélő egység hatásfoka alacsony, a modellezett geometriai változatokkal pedig mintegy 10% javulás érhető el (Horváth et al. 2016). A kísérleti hőtömb esetében megvalósult légterelő kefék megoldás a mérési adatok szerint közel 30% hatásfok-növekedést okozott.

## 8. Köszönetnyilvánítás

Egy kutatómunka során általános elvárás, hogy megfelelő (elő)képzettséggel rendelkezünk az adott témában, precízen végezzük a kísérleteket és méréseket, kritikus szemmel értékeljük a kapott eredményeket, s nincs ez másként a doktori kutatás esetében sem. A sokszor küzdelmes úton számos buktató, akadály és kitérő adódhat, s e kihívásokra megfelelő, de legalábbis elfogadható megoldást kell találnunk. A felmerülő nehézségek mellett azonban rengeteg pozitív kimenete is van e küzdelemnek, akár az elért eredményeket, akár a személyünket érintő tapasztalatszerzést tekintjük. Munkánk során kisebb-nagyobb mértékben mások segítségére is támaszkodunk, legyen az anyagi, erkölcsi, tudásbeli jellegű, vagy csak egy egyszerű jó tanács.

Ezúton szeretnék köszönetet mondani témavezetőmnek, Dr. Pásztor Zoltánnak, akinek kezdeményezésére e korábbi kutatási területemtől viszonylag messze elhelyezkedő, ám számomra nagyon is érdekesítő és sok kihívással teli témába fogtam. Állandó támogatása, javító szándékú észrevételei, és időnkénti noszogatói nagyban előmozdították e dolgozat megszületését.

Ugyancsak hálával tartozom az Innovációs Központ egykori és jelenlegi munkatársainak, akik a kísérleti hőtároló tömb felépítésében, beüzemelésében, a hőtani monitorozó rendszer kiépítésében, a munkálatok dokumentálásában részt vettek, többek között Mohácsi Kristófnak és feleségének, Ildikónak, Kantó Zoltánnak, valamint Székely Gábornak. A végeselem modellek validálása e valós hőtömb megléte nélkül lehetetlen lett volna. Szintén köszönettel tartozom Kővári Zoltánnak és Makó Gábornak, a felmerülő programozási kérdésekben nyújtott önzetlen és hasznos tanácsaikért. Szeretnék köszönetet mondani Dr. Börcsök Zoltánnak, aki elvállalta doktori dolgozatom korrektúrázását, valamint az irodalmazás nehézségein is átlendített.

Hálával tartozom Dr. Molnár Sándor és Dr. Bariska Mihály Professzor Uraknak, a témához tartozó korábbi publikációim kritikai észrevételezéséért. Köszönet illeti Dr. Kyle Horne-t is, aki szívesen osztotta meg velem a végeselem modellezésben szerzett hasznos tapasztalatait.

Köszönöm a Matematikai Intézet munkatársainak a lelkesítő és részben anyagi támogatását, s külön hálás vagyok Dr. Csanády Viktóriának a statisztikai jellegű tanácsaiért.

Hálával tartozom feleségemnek, aki az évekig elhúzódó doktori kutatásomat türelemmel, bizakodással és megértéssel kísérte végig, miközben kétgyermekes családként jelentős feladat hárult rá. Köszönettel tartozom drága szüleimnek az állandó támogatásukért, útmutatásaikért és tanácsaikért, melyeket a mai napig örömmel fogadok.

Ezúton köszönöm Dr. Závoti József és Dr. Divós Ferenc Professzor Uraknak a dolgozatom munkaverzióját érintő hasznos tanácsaikat és észrevételeiket.

Ugyancsak hálás vagyok mindazoknak, akiket bár nem nevesítettem, de valamilyen formában segítettek munkámat.

Zárásképpen szeretném megköszönni a Környezettudatos energiahatékony épület című TÁMOP-4.2.2.A-11/1/KONV-2012-0068 számú projektben való részvételi lehetőséget, melynek egyik alprojektje az általam is vizsgált hőtároló köré épült.

## 9. Felhasznált irodalom

1. Abhat, A., 1981. Short term thermal energy storage. *Energy and Buildings* 3(1), pp. 49–76. doi:10.1016/0378-7788(81)90005-0
2. Agyenim, F., Hewitt, N., Eames, P., Smyth, M., 2010. A review of materials, heat transfer and phase change problem formulation for latent heat thermal energy storage systems (LHTESS). *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14(2), pp. 615–628. doi:10.1016/j.rser.2009.10.015
3. AHLBORN, é. n. Heat Flow Plates - Ahlborn Meß- und Regelungstechnik GmbH. [Online:] [http://www.ahlborn.com/en\\_UK/products/heat-flow-plates](http://www.ahlborn.com/en_UK/products/heat-flow-plates) (megtekintve: 2016. július 26.).
4. Akbari, H., Samano, D., Mertol, A., Bauman, F., Kammerud, R., 1986. The effect of variations in convection coefficients on thermal energy storage in buildings Part I - Interior partition walls. *Energy and Buildings* 9(3), pp. 195–211. doi:10.1016/0378-7788(86)90020-4
5. Akbari, H., Samano, D., Mertol, A., Bauman, F., Kammerud, R., 1987. The effect of variations in convection coefficients on thermal energy storage in buildings Part II — Exterior massive walls and simulations. *Energy and Buildings* 10(1), pp. 29–47. doi:10.1016/0378-7788(87)90004-1
6. Ampatzi, E., Knight, I., Wiltshire, R., 2013. The potential contribution of solar thermal collection and storage systems to meeting the energy requirements of North European Housing. *Solar Energy* 91, pp. 402–421. doi:10.1016/j.solener.2012.09.008
7. Anderson, R., Shiri, S., Bindra, H., Morris, J.F., 2014. Experimental results and modeling of energy storage and recovery in a packed bed of alumina particles. *Applied Energy* 119, pp. 521–529. doi:10.1016/j.apenergy.2014.01.030
8. Anon., 2006. 7/2006. (V. 24.) TNM rendelet az épületek energetikai jellemzőinek meghatározásáról.
9. Anon., 2008. 176/2008. (VI. 30.) Korm. rendelet az épületek energetikai jellemzőinek tanúsításáról.
10. Arce, P., Medrano, M., Gil, A., Oró, E., Cabeza, L.F., 2011. Overview of thermal energy storage (TES) potential energy savings and climate change mitigation in Spain and Europe. *Applied Energy* 88(8), pp. 2764–2774. doi:10.1016/j.apenergy.2011.01.067
11. Árpád, I., 2013. Energetikai berendezések hőszigetelésének optimalálása. A hőtárolás kérdései a napenergia hasznosításban. (PhD értekezés). Pannon Egyetem, Veszprém, 128 pp. [Online:] [http://konyvtar.uni-pannon.hu/doktori/2013/Arpad\\_Istvan\\_dissertation.pdf](http://konyvtar.uni-pannon.hu/doktori/2013/Arpad_Istvan_dissertation.pdf) (megtekintve: 2015. augusztus 5.).
12. Asaee, S.R., Ugursal, V.I., Beausoleil-Morrison, I., Ben-Abdallah, N., 2014. Preliminary study for solar combisystem potential in Canadian houses. *Applied Energy* 130, pp. 510–518. doi:10.1016/j.apenergy.2013.12.048
13. Aste, N., Angelotti, A., Buzzetti, M., 2009. The influence of the external walls thermal inertia on the energy performance of well insulated buildings. *Energy and Buildings* 41(11), pp. 1181–1187. doi:10.1016/j.enbuild.2009.06.005
14. Åstrand, L., 1990. The Lyckebo solar heating plant – 5 years operating experience. In: Horigome, T., Kimura, K., Takakura, T., Nishino, T., Fujii, I. (Szerk.), *Clean and Safe Energy Forever, International Solar Energy Society Proceedings Series*. Pergamon, Oxford, pp. 791–795.



15. Bansal, N.K., Singh, S., 1985. Study of three different underground storage systems. *Energy Conversion and Management* 25(3), pp. 303–307. doi:10.1016/0196-8904(85)90047-0
16. Batchelor, G.K., 1967. An introduction to fluid dynamics. Cambridge University Press, London, 615 pp.
17. Bauer, D., Marx, R., Nußbicker-Lux, J., Ochs, F., Heidemann, W., Müller-Steinhagen, H., 2010. German central solar heating plants with seasonal heat storage. *Solar Energy, International Conference CISBAT 2007* 84(4), pp. 612–623. doi:10.1016/j.solener.2009.05.013
18. Beghi, A., Cecchinato, L., Rampazzo, M., Simmini, F., 2014. Energy efficient control of HVAC systems with ice cold thermal energy storage. *Journal of Process Control, Energy Efficient Buildings Special Issue* 24(6), pp. 773–781. doi:10.1016/j.jprocont.2014.01.008
19. Bianchi, M., De Pascale, A., Melino, F., 2013. Performance analysis of an integrated CHP system with thermal and Electric Energy Storage for residential application. *Applied Energy* 112, pp. 928–938. doi:10.1016/j.apenergy.2013.01.088
20. Bindra, H., Bueno, P., Morris, J.F., Shinnar, R., 2013. Thermal analysis and exergy evaluation of packed bed thermal storage systems. *Applied Thermal Engineering* 52(2), pp. 255–263. doi:10.1016/j.applthermaleng.2012.12.007
21. Bonte, M., Stuyfzand, P.J., van den Berg, G.A., Hijnen, W.A.M., 2011. Effects of aquifer thermal energy storage on groundwater quality and the consequences for drinking water production: a case study from the Netherlands. *Water Science & Technology* 63(9), pp. 1922–1931. doi:10.2166/wst.2011.189
22. Borbély, T., 2014. Szilárd töltetű hőtároló optimális kialakítása (PhD értekezés). Pannon Egyetem, Veszprém, 196 pp. [Online:] [http://konyvtar.uni-pannon.hu/doktori/2014/Borbely\\_Tibor\\_dissertation.pdf](http://konyvtar.uni-pannon.hu/doktori/2014/Borbely_Tibor_dissertation.pdf) (megtekintve: 2016. február 5.).
23. Boudhiaf, R., Baccar, M., 2014. Transient hydrodynamic, heat and mass transfer in a salinity gradient solar pond: A numerical study. *Energy Conversion and Management* 79, pp. 568–580. doi:10.1016/j.enconman.2013.12.068
24. Bourret, B., Javelas, R., 1991. Simulation of an underground solar energy storage for a dwelling. *Solar Energy* 47(4), pp. 307–310. doi:10.1016/0038-092X(91)90122-D
25. Braun, J.E., Klein, S.A., Mitchell, J.W., 1981. Seasonal storage of energy in solar heating. *Solar Energy* 26(5), pp. 403–411. doi:10.1016/0038-092X(81)90219-X
26. Cabeza, L.F., Castell, A., Barreneche, C., de Gracia, A., Fernández, A.I., 2011. Materials used as PCM in thermal energy storage in buildings: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15(3), pp. 1675–1695. doi:10.1016/j.rser.2010.11.018
27. Caliskan, H., Dincer, I., Hepbasli, A., 2012a. Energy and exergy analyses of combined thermochemical and sensible thermal energy storage systems for building heating applications. *Energy and Buildings* 48, pp. 103–111. doi:10.1016/j.enbuild.2012.01.017
28. Caliskan, H., Dincer, I., Hepbasli, A., 2012b. Thermodynamic analyses and assessments of various thermal energy storage systems for buildings. *Energy Conversion and Management* 62, pp. 109–122. doi:10.1016/j.enconman.2012.03.024
29. Canik, G., Alkan, C., 2010. Hexamethylene dilauroyl, dimyristoyl, and dipalmytoyl amides as phase change materials for thermal energy storage. *Solar Energy, International Conference CISBAT 2007* 84(4), pp. 666–672. doi:10.1016/j.solener.2010.01.016
30. Carotenuto, A., Fucci, F., La Fianza, G., Reale, F., 1991. Physical model and demonstration of an aquifer thermal energy store. *Heat Recovery Systems and CHP* 11(2–3), pp. 169–180. doi:10.1016/0890-4332(91)90131-M

31. Caruso, A., Grakovich, L.P., Pasquetti, R., Vasiliev, L.L., 1989. Heat pipe heat storage performance. *Heat Recovery Systems and CHP* 9(5), pp. 407–410. doi:10.1016/0890-4332(89)90143-9
32. Chen, D.Z., Daescu, O., Hershberger, J., Kogge, P.M., Mi, N., Snoeyink, J., 2005. Polygonal path simplification with angle constraints. *Computational Geometry* 32(3), pp. 173–187. doi:10.1016/j.comgeo.2004.09.003
33. Chuard, P., Hadorn, J.-C., (France), I.E.A., 75-Paris, Storage, I.E.A.S. 1 C., Heat, Stockholm, S.C. for B.R., 1983. Heat Storage Systems: Concepts, Engineering Data and Compilation of Projects. Swedish Council for Building Research, 189 pp.
34. Connolly, D., Lund, H., Mathiesen, B.V., Leahy, M., 2010. A review of computer tools for analysing the integration of renewable energy into various energy systems. *Applied Energy* 87(4), pp. 1059–1082. doi:10.1016/j.apenergy.2009.09.026
35. Cuypers, R., Maraz, N., Eversdijk, J., Finck, C., Henquet, E., Oversloot, H., Spijker, H. van't, de Geus, A., 2012. Development of a Seasonal Thermochemical Storage System. *Energy Procedia, 1st International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry (SHC 2012)* 30, pp. 207–214. doi:10.1016/j.egypro.2012.11.025
36. De Ridder, F., Diehl, M., Mulder, G., Desmedt, J., Van Bael, J., 2011. An optimal control algorithm for borehole thermal energy storage systems. *Energy and Buildings* 43(10), pp. 2918–2925. doi:10.1016/j.enbuild.2011.07.015
37. Dincer, I., 2002. On thermal energy storage systems and applications in buildings. *Energy and Buildings* 34(4), pp. 377–388. doi:10.1016/S0378-7788(01)00126-8
38. Dinçer, I., Rosen, M. (Szerk.), 2002. Thermal energy storage systems and applications. Wiley, New York, 579 pp.
39. Dinçer, I., Rosen, M. (Szerk.), 2011. Thermal energy storage: systems and applications, 2. ed. Wiley, Hoboken, 599 pp.
40. Domanski, R., Fellah, G., 1998. Thermo-economic analysis of sensible heat, thermal energy storage systems. *Appl. Therm. Eng.* 18(8), pp. 693–704. doi:10.1016/S1359-4311(97)00458-4
41. Drew, M.S., Selva, R.B.G., 1980. Sizing procedure and economic optimization methodology for seasonal storage solar systems. *Solar Energy* 25(1), pp. 79–83. doi:10.1016/0038-092X(80)90408-9
42. Dupray, F., Laloui, L., Kazangba, A., 2014. Numerical analysis of seasonal heat storage in an energy pile foundation. *Computers and Geotechnics* 55, pp. 67–77. doi:10.1016/j.compgeo.2013.08.004
43. Durão, B., Joyce, A., Mendes, J.F., 2014. Optimization of a seasonal storage solar system using Genetic Algorithms. *Solar Energy* 101, pp. 160–166. doi:10.1016/j.solener.2013.12.031
44. Ekdemir, Ş., 2011. Efficient Implementation of Polyline Simplification for Large Datasets and Usability Evaluation (Student thesis). Uppsala University, Uppsala, 47 pp. [Online:] <http://uu.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2%3A444686&dswid=4727> (megtekintve: 2016. június 9.).
45. Ellehauge, K., 2007. The use of storages in district heating networks. (Előadás). Heat Storage Symposium at Intersolar, Freiburg, Germany, 2007. június 21. [Online:] [http://www.preheat.org/fileadmin/preheat/documents/intersolar/Klaus\\_Ellehauge\\_The\\_use\\_of\\_storages\\_in\\_district\\_heating\\_networks.pdf](http://www.preheat.org/fileadmin/preheat/documents/intersolar/Klaus_Ellehauge_The_use_of_storages_in_district_heating_networks.pdf) (megtekintve: 2014. augusztus 10.).

46. El-Sebaii, A.A., Ramadan, M.R.I., Aboul-Enein, S., Khallaf, A.M., 2011. History of the solar ponds: A review study. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15(6), pp. 3319–3325. doi:10.1016/j.rser.2011.04.008
47. Evins, R., 2013. A review of computational optimisation methods applied to sustainable building design. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 22, pp. 230–245. doi:10.1016/j.rser.2013.02.004
48. Ezan, M.A., Ozdogan, M., Gunerhan, H., Ereğ, A., Hepbasli, A., 2010. Energetic and exergetic analysis and assessment of a thermal energy storage (TES) unit for building applications. *Energy and Buildings* 42(10), pp. 1896–1901. doi:10.1016/j.enbuild.2010.05.025
49. Farid, M.M., Khudhair, A.M., Razack, S.A.K., Al-Hallaj, S., 2004. A review on phase change energy storage: materials and applications. *Energy Conversion and Management* 45(9–10), pp. 1597–1615. doi:10.1016/j.enconman.2003.09.015
50. Feldman, D., Banu, D., Hawes, D., Ghanbari, E., 1991. Obtaining an energy storing building material by direct incorporation of an organic phase change material in gypsum wallboard. *Solar Energy Materials* 22(2–3), pp. 231–242. doi:10.1016/0165-1633(91)90021-C
51. Feldman, D., Shapiro, M.M., Banu, D., 1986. Organic phase change materials for thermal energy storage. *Solar Energy Materials* 13(1), pp. 1–10. doi:10.1016/0165-1633(86)90023-7
52. Fernandez, A.I., Martínez, M., Segarra, M., Martorell, I., Cabeza, L.F., 2010. Selection of materials with potential in sensible thermal energy storage. *Solar Energy Materials and Solar Cells* 94(10), pp. 1723–1729. doi:10.1016/j.solmat.2010.05.035
53. Gong, Z.-X., Mujumdar, A.S., 1997. Finite-element analysis of cyclic heat transfer in a shell-and-tube latent heat energy storage exchanger. *Applied Thermal Engineering* 17(6), pp. 583–591. doi:10.1016/S1359-4311(96)00054-3
54. Guadalfajara, M., Lozano, M.A., Serra, L.M., 2012. Evaluation of the Potential of Large Solar Heating Plants in Spain. *Energy Procedia, 1st International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry (SHC 2012)* 30, pp. 839–848. doi:10.1016/j.egypro.2012.11.095
55. Guadalfajara, M., Lozano, M.A., Serra, L.M., 2014a. Comparison of Simple Methods for the Design of Central Solar Heating Plants with Seasonal Storage. *Energy Procedia, Proceedings of the 2nd International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry (SHC 2013)* 48, pp. 1110–1117. doi:10.1016/j.egypro.2014.02.125
56. Guadalfajara, M., Lozano, M.A., Serra, L.M., 2014b. A Simple Method to Calculate Central Solar Heating Plants with Seasonal Storage. *Energy Procedia, Proceedings of the 2nd International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry (SHC 2013)* 48, pp. 1096–1109. doi:10.1016/j.egypro.2014.02.124
57. Hadorn, J.C., Chuard, P., 1983. IEA Task 7 - Central solar heating plants with seasonal storage. Heat storage models: evaluation & selection. Swedish Council for Building Research, Stockholm, 191 pp.
58. Hariri, A.S., Ward, I.C., 1988. A review of thermal storage systems used in building applications. *Building and Environment* 23(1), pp. 1–10. doi:10.1016/0360-1323(88)90011-X
59. Hasnain, S.M., 1998a. Review on sustainable thermal energy storage technologies, Part I: heat storage materials and techniques. *Energy Conversion and Management* 39(11), pp. 1127–1138. doi:10.1016/S0196-8904(98)00025-9

60. Hasnain, S.M., 1998b. Review on sustainable thermal energy storage technologies, Part II: cool thermal storage. *Energy Conversion and Management* 39(11), pp. 1139–1153. doi:10.1016/S0196-8904(98)00024-7
61. Hawes, D.W., Banu, D., Feldman, D., 1989. Latent heat storage in concrete. *Solar Energy Materials* 19(3–5), pp. 335–348. doi:10.1016/0165-1633(89)90014-2
62. Hawes, D.W., Banu, D., Feldman, D., 1990. Latent heat storage in concrete. II. *Solar Energy Materials* 21(1), pp. 61–80. doi:10.1016/0165-1633(90)90043-Z
63. Hawes, D.W., Banu, D., Feldman, D., 1992. The stability of phase change materials in concrete. *Solar Energy Materials and Solar Cells, Special Issue on Heat Storage Materials* 27(2), pp. 103–118. doi:10.1016/0927-0248(92)90113-4
64. Hawes, D.W., Feldman, D., Banu, D., 1993. Latent heat storage in building materials. *Energy and Buildings* 20(1), pp. 77–86. doi:10.1016/0378-7788(93)90040-2
65. Heier, J., 2013. Energy efficiency through thermal energy storage. Possibilities for the Swedish building stock. (Licentiate thesis). KTH School of Industrial Engineering and Management, Stockholm, 68 pp. [Online:] <http://du.diva-portal.org/smash/get/diva2:607704/FULLTEXT01.pdf> (megtekintve: 2015. augusztus 5.).
66. Higuchi, T., Morioka, M., Yoshioka, I., Yokozeki, K., 2014. Development of a new ecological concrete with CO<sub>2</sub> emissions below zero. *Construction and Building Materials, Concrete Sustainability* 67, Part C, pp. 338–343. doi:10.1016/j.conbuildmat.2014.01.029
67. Horváth, T., Pásztor, Z., 2013a. Faépület fűtése szezonális hőtárolóval. *Fatáj-online*. [Online:] [http://www.fataj.hu/2013/10/252/201310252\\_FahazFutesHotaroloval.php](http://www.fataj.hu/2013/10/252/201310252_FahazFutesHotaroloval.php) (megtekintve: 2016. július 30.).
68. Horváth, T., Pásztor, Z., 2013b. Hogyan tárolhatjuk a napenergiát a téli időszakra? *Magyar Asztalos- és Faipar: az országos asztalos- és faipari szövetség hivatalos fóruma* 9, pp. 72–73.
69. Horváth, T., Pásztor, Z., 2013c. Szezonális hőtároló rendszer lehűlési folyamatának számítógépes modellezése. *Faipar* 61(3), pp. 6–11.
70. Horváth, T., Pásztor, Z., 2013d. Modeling of seasonal heat container for wood frame residential homes. In: Jozef, K., Marian, B. (Szerk.), *Wood the Best Material for Mankind*. Arbora Publications, Zvolen, pp. 21–24.
71. Horváth, T., Pásztor, Z., 2014. Szezonális hőtároló: Energiakonzerv télire. *Starfield magazin. Gerendaházak* 9(1), pp. 44–45.
72. Horváth, T., Pásztor, Z., 2015. Heat stored in a solid block as source of heating energy. *International journal of smart grid and clean energy* 4(2), pp. 119–124.
73. Horváth, T., Pásztor, Z., Horne, K., 2016. Performance comparison of heat exchanger designs for a seasonal heat storage system. *Energy and Buildings* 123, pp. 1–7. doi:10.1016/j.enbuild.2016.04.004
74. IFTech, é. n. IFTech - Projects. [Online:] <http://www.iftech.co.uk/projects.cgi?id=23> (megtekintve: 2014. augusztus 10.).
75. JAHM, é. n. Temperature dependent elastic modulus, thermal expansion, thermal conductivity database for FEA & CAD. [Online:] <http://www.jahm.com/> (megtekintve: 2016. június 14.).
76. John, E., Hale, M., Selvam, P., 2013. Concrete as a thermal energy storage medium for thermocline solar energy storage systems. *Solar Energy* 96, pp. 194–204. doi:10.1016/j.solener.2013.06.033

77. Kalaiselvam, S., Parameshwaran, R., Harikrishnan, S., 2012. Analytical and experimental investigations of nanoparticles embedded phase change materials for cooling application in modern buildings. *Renewable Energy* 39(1), pp. 375–387. doi:10.1016/j.renene.2011.08.034
78. Kalecsinszky, S., 1901. I. A szovátai meleg és forró konyhasótavakról, mint természetes hőaccumulátorokról II. Meleg sóstavak és hőaccumulátorok előállításáról. *Földtani Közlöny* 31(10–12), pp. 329–353.
79. Kamal, W.A., 1991. Solar pond literature analysis. *Energy Conversion and Management* 32(3), pp. 207–215. doi:10.1016/0196-8904(91)90124-2
80. Launder, B.E., Spalding, D.B., 1972. Lectures in mathematical models of turbulence. Academic Press, London; New York.
81. Lazzarotto, A., 2014. A network-based methodology for the simulation of borehole heat storage systems. *Renewable Energy* 62, pp. 265–275. doi:10.1016/j.renene.2013.07.020
82. Li, C., Ouyang, J., Yang, H., 2013. Novel sensible thermal storage material from natural minerals. *Phys Chem Minerals* 40(9), pp. 681–689. doi:10.1007/s00269-013-0603-7
83. Li, P., Van Lew, J., Chan, C., Karaki, W., Stephens, J., O'Brien, J.E., 2012. Similarity and generalized analysis of efficiencies of thermal energy storage systems. *Renewable Energy* 39(1), pp. 388–402. doi:10.1016/j.renene.2011.08.032
84. Li, T., Wang, R., Kiplagat, J.K., Kang, Y., 2013. Performance analysis of an integrated energy storage and energy upgrade thermochemical solid–gas sorption system for seasonal storage of solar thermal energy. *Energy* 50, pp. 454–467. doi:10.1016/j.energy.2012.11.043
85. Linder, S., Bhar, R., 2007. Space conditioning in the residential sector in Europe, Deliverable 1. Ground Reach EU project. Ecofys.
86. Lorsch, H.G., Kauffman, K.W., Denton, J.C., 1975. Thermal energy storage for solar heating and off-peak air conditioning. *Energy Conversion* 15(1–2), pp. 1–8. doi:10.1016/0013-7480(75)90002-9
87. Lund, P.D., Östman, M.B., 1985. A numerical model for seasonal storage of solar heat in the ground by vertical pipes. *Solar Energy* 34(4–5), pp. 351–366. doi:10.1016/0038-092X(85)90048-9
88. Lunde, P.J., 1979. Prediction of the performance of solar heating systems utilizing annual storage. *Solar Energy* 22(1), pp. 69–75. doi:10.1016/0038-092X(79)90061-6
89. Lundh, M., Dalenbäck, J.-O., 2008. Swedish solar heated residential area with seasonal storage in rock: Initial evaluation. *Renewable Energy* 33(4), pp. 703–711. doi:10.1016/j.renene.2007.03.024
90. Making Houses Work, é. n. Making Houses Work » Blog Archive » A Novel Way to Preheat HRV Air. [Online:] <http://makinghouseswork.cchrc.org/2011/a-novel-way-to-preheat-hrv-air/> (megtekintve: 2016. június 19.).
91. Miró, L., Navarro, M.E., Suresh, P., Gil, A., Fernández, A.I., Cabeza, L.F., 2014. Experimental characterization of a solid industrial by-product as material for high temperature sensible thermal energy storage (TES). *Applied Energy* 113, pp. 1261–1268. doi:10.1016/j.apenergy.2013.08.082
92. Mirzaei, P.A., Haghghat, F., 2012. Modeling of phase change materials for applications in whole building simulation. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16(7), pp. 5355–5362. doi:10.1016/j.rser.2012.04.053

93. Moreno, P., Miró, L., Solé, A., Barreneche, C., Solé, C., Martorell, I., Cabeza, L.F., 2014. Corrosion of metal and metal alloy containers in contact with phase change materials (PCM) for potential heating and cooling applications. *Applied Energy* 125, pp. 238–245. doi:10.1016/j.apenergy.2014.03.022
94. Murdock, C., é. n. Dr. Maria Telkes: Solar Technologist. [Online:] <http://blogs.oregonstate.edu/carmenmurdock/cultural-research-project/4-technology/> (megtekintve: 2016. június 18.).
95. Navarro, M.E., Martínez, M., Gil, A., Fernández, A.I., Cabeza, L.F., Olives, R., Py, X., 2012. Selection and characterization of recycled materials for sensible thermal energy storage. *Solar Energy Materials and Solar Cells* 107, pp. 131–135. doi:10.1016/j.solmat.2012.07.032
96. Paksoy, H., Snijders, A., Stiles, L., 2009. Aquifer Thermal Energy Cold Storage System at Richard Stockton College. In: *Effstock 2009, Thermal Energy Storage for Efficiency and Sustainability: 11th International Conference on Thermal Energy Storage, June 14-17 2009*. Energi- och Miljötekniska Föreningen / EMTF Förlag], Stockholm, Sweden.
97. Panton, R.L., 1996. Incompressible flow, 2. ed. John Wiley & Sons, New York, 837 pp.
98. Parameshwaran, R., Kalaiselvam, S., 2014. Energy conservative air conditioning system using silver nano-based PCM thermal storage for modern buildings. *Energy and Buildings* 69, pp. 202–212. doi:10.1016/j.enbuild.2013.09.052
99. Parameshwaran, R., Kalaiselvam, S., Harikrishnan, S., Elayaperumal, A., 2012. Sustainable thermal energy storage technologies for buildings: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16(5), pp. 2394–2433. doi:10.1016/j.rser.2012.01.058
100. Pásztor, Z., Horváth, T., Glass, S.V., Zelinka, S.L., 2015. Thermal Insulation System Made of Wood and Paper for Use in Residential Construction. *Forest Products Journal* 65(7–8), pp. 352–357.
101. Pielichowska, K., Pielichowski, K., 2014. Phase change materials for thermal energy storage. *Progress in Materials Science* 65, pp. 67–123. doi:10.1016/j.pmatsci.2014.03.005
102. Pinel, P., Cruickshank, C.A., Beausoleil-Morrison, I., Wills, A., 2011. A review of available methods for seasonal storage of solar thermal energy in residential applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15(7), pp. 3341–3359. doi:10.1016/j.rser.2011.04.013
103. Ranjan, K.R., Kaushik, S.C., 2014. Thermodynamic and economic feasibility of solar ponds for various thermal applications: A comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 32, pp. 123–139. doi:10.1016/j.rser.2014.01.020
104. Roache, P.J., 1994. Perspective: A Method for Uniform Reporting of Grid Refinement Studies. *J. Fluids Eng* 116(3), pp. 405–413. doi:10.1115/1.2910291
105. Roache, P.J., 1997. Quantification of uncertainty in computational fluid dynamics. *Annu. Rev. Fluid Mech.* 29, pp. 123–160. doi:10.1146/annurev.fluid.29.1.123
106. Rode, C., Burch, D.M., 1995. Empirical Validation of a Transient Computer Model for Combined Heat and Moisture Transfer. (Előadás). Thermal Performance of the Exterior Envelopes of Buildings VI Conference., Clearwater Beach, Florida, USA, 1995. december 4. [Online:] <http://fire.nist.gov/bfrlpubs/build95/art023.html> (megtekintve: 2016. június 20.).
107. Rubin, H., Benedict, B.A., Bachu, S., 1984. Modeling the performance of a solar pond as a source of thermal energy. *Solar Energy* 32(6), pp. 771–778. doi:10.1016/0038-092X(84)90251-2

108. Savicki, D.L., Vielmo, H.A., Krenzinger, A., 2011. Three-dimensional analysis and investigation of the thermal and hydrodynamic behaviors of cylindrical storage tanks. *Renewable Energy* 36(5), pp. 1364–1373. doi:10.1016/j.renene.2010.10.011
109. Schmidt, T., 2006. New steps in seasonal thermal energy storage in Germany.
110. SDH, é. n. Large Scale Solar Heating Plants. [Online:] <http://www.solar-district-heating.eu/ServicesTools/Plantdatabase.aspx> (megtekintve: 2014. augusztus 10.).
111. Shaffer, L.H., 1978. VISCOSITY STABILIZED SOLAR PONDS. In: Winter, F. de, Cox, M. (Szerk.), *Sun: Mankind's Future Source of Energy*. Pergamon, pp. 1171–1175.
112. Sharma, A., Tyagi, V.V., Chen, C.R., Buddhi, D., 2009. Review on thermal energy storage with phase change materials and applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13(2), pp. 318–345. doi:10.1016/j.rser.2007.10.005
113. Shi, J., Chen, Z., Shuai Shao, Zheng, J., 2014. Experimental and numerical study on effective thermal conductivity of novel form-stable basalt fiber composite concrete with PCMs for thermal storage. *Applied Thermal Engineering* 66(1–2), pp. 156–161. doi:10.1016/j.applthermaleng.2014.02.012
114. Smith, M.M., 1986. Electrical thermal storage heat sink for space heater. US4587404 A. [Online:] <http://www.google.tl/patents/US4587404> (megtekintve: 2015. május 15.).
115. Soares, N., Costa, J.J., Gaspar, A.R., Santos, P., 2013. Review of passive PCM latent heat thermal energy storage systems towards buildings' energy efficiency. *Energy and Buildings* 59, pp. 82–103. doi:10.1016/j.enbuild.2012.12.042
116. SOLARGE, é. n. Solarge.org: Schalkwijk. [Online:] <http://www.solarge.org/index.php?id=1317> (megtekintve: 2014. augusztus 10.).
117. Solé, A., Fontanet, X., Barreneche, C., Martorell, I., Fernández, A.I., Cabeza, L.F., 2012. Parameters to take into account when developing a new thermochemical energy storage system. *Energy Procedia, 1st International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry (SHC 2012)* 30, pp. 380–387. doi:10.1016/j.egypro.2012.11.045
118. Suárez, F., Ruskowitz, J.A., Childress, A.E., Tyler, S.W., 2014. Understanding the expected performance of large-scale solar ponds from laboratory-scale observations and numerical modeling. *Applied Energy* 117, pp. 1–10. doi:10.1016/j.apenergy.2013.12.005
119. Tabor, H., Matz, R., 1965. A status report on a solar pond project. *Solar Energy* 9(4), pp. 177–182. doi:10.1016/0038-092X(65)90044-7
120. Tanguy, G., Marias, F., Rouge, S., Wyttenbach, J., Papillon, P., 2012. Parametric studies of thermochemical processes for seasonal storage. *Energy Procedia, 1st International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry (SHC 2012)* 30, pp. 388–394. doi:10.1016/j.egypro.2012.11.046
121. Tatsidjodoung, P., Le Pierrès, N., Luo, L., 2013. A review of potential materials for thermal energy storage in building applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 18, pp. 327–349. doi:10.1016/j.rser.2012.10.025
122. Telkes, M., 1947. Solar House Heating, a Problem of Heat Storage. *Heating and Ventilating* 44, pp. 68–75.
123. Telkes, M., 1980. Thermal energy storage in salt hydrates. *Solar Energy Materials* 2(4), pp. 381–393. doi:10.1016/0165-1633(80)90033-7

124. Turgut, B., Daşgan, H.Y., Abak, K., Paksoy, H., Evliya, H., Bozdağ, Ş., 2009. Aquifer Thermal Energy Storage Application in Greenhouse Climatization. *Acta horticulturae* (1), pp. 143–148.
125. Underground Energy, é. n. Underground Energy, LLC–The Future of Energy Efficient Buildings - Geothermal Energy Storage Consultants. [Online:] <http://www.underground-energy.com/> (megtekintve: 2016. június 19.).
126. Vanhoudt, D., Desmedt, J., Van Bael, J., Robeyn, N., Hoes, H., 2011. An aquifer thermal storage system in a Belgian hospital: Long-term experimental evaluation of energy and cost savings. *Energy and Buildings* 43(12), pp. 3657–3665. doi:10.1016/j.enbuild.2011.09.040
127. Wu, M., Li, M., Xu, C., He, Y., Tao, W., 2014. The impact of concrete structure on the thermal performance of the dual-media thermocline thermal storage tank using concrete as the solid medium. *Applied Energy* 113, pp. 1363–1371. doi:10.1016/j.apenergy.2013.08.044
128. Xu, J., Wang, R.Z., Li, Y., 2014. A review of available technologies for seasonal thermal energy storage. *Solar Energy* 103, pp. 610–638. doi:10.1016/j.solener.2013.06.006
129. Yoshioka, K., Obata, D., Nanjo, H., Yokozeki, K., Torichigai, T., Morioka, M., Higuchi, T., 2013. New Ecological Concrete that Reduces CO<sub>2</sub> Emissions Below Zero Level ~ New Method for CO<sub>2</sub> Capture and Storage ~. *Energy Procedia, GHGT-11* 37, pp. 6018–6025. doi:10.1016/j.egypro.2013.06.530
130. Yu, N., Wang, R.Z., Wang, L.W., 2013. Sorption thermal storage for solar energy. *Progress in Energy and Combustion Science* 39(5), pp. 489–514. doi:10.1016/j.pecs.2013.05.004
131. Zalba, B., Marín, J.M., Cabeza, L.F., Mehling, H., 2003. Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications. *Applied Thermal Engineering* 23(3), pp. 251–283. doi:10.1016/S1359-4311(02)00192-8
132. Zhang, D., Li, Z., Zhou, J., Wu, K., 2004. Development of thermal energy storage concrete. *Cement and Concrete Research* 34(6), pp. 927–934. doi:10.1016/j.cemconres.2003.10.022
133. Zuurbier, K.G., Hartog, N., Valstar, J., Post, V.E.A., van Breukelen, B.M., 2013. The impact of low-temperature seasonal aquifer thermal energy storage (SATES) systems on chlorinated solvent contaminated groundwater: Modeling of spreading and degradation. *Journal of Contaminant Hydrology* 147, pp. 1–13. doi:10.1016/j.jconhyd.2013.01.002



# 1. melléklet

A hőcserélő rendszerek vizsgálatával foglalkozó tanulmányokban szereplő leggyakoribb rövidítések:

ATES	Aquifer Thermal Energy Storage
BTES	Borehole Thermal Energy Storage
CTES	Cold Thermal Energy Storage
CSHP	Central Solar Heating Plants
CSHPSS	Central Solar Heating Plants with Seasonal Storage
DTES	Duct Thermal Energy Storage
GWTES	Gravel-Water Thermal Energy Storage
HVAC	Heating, Ventilating and Air Conditioning
HWTES	Hot Water Thermal Energy Storage
LHTES	Latent Heat Thermal Energy Storage
LTES	Latent Heat Thermal Energy Storage
MSSP	Membrane Stratified Solar Pond
PCM	Phase Change Material
PSP	Partitioned Solar Pond
PTES	Pit Thermal Energy Storage
SATES	Seasonal Aquifer Thermal Energy Storage
SGSP	Salt Gradient Solar Pond
SP	Solar Pond
SSP	Shallow Solar Pond
STES	Seasonal Thermal Energy Storage
STSP	Saturated Solar Pond
TES	Thermal Energy Storage
TTES	Tank Thermal Energy Storage
TTES	Thermochemical Thermal Energy Storage
UTES	Underground Thermal Energy Storage
VSSP	Viscosity Stabilized Solar Pond
WGTES	Water-Gravel Thermal Energy Storage
WTES	Water Thermal Energy Storage

## 2. melléklet

Néhány megvalósult szezonális szenzibilis hőtároló rendszer főbb jellemzői:

Település	Üzembe helyezés éve	Fűtött objektum / fűtött alapterület [m <sup>2</sup> ]	Fűtési hőigény [GJ/év]	Napkollektor-felület [m <sup>2</sup> ]	Hőtároló típusa <sup>1</sup>	Hőtároló térfogata [m <sup>3</sup> ]	Szoláris részarány [%]
<b>Belgium</b>							
Brasschaat	2000	kórház			ATES		81
<b>Dánia</b>							
Ærøskøping	1998			4 900	WTES	1 200	16
Brædstrup	2007			8 000	WTES	2 000	10
Hoerby	1990				WTES	500	
Marstal	1996	1300 ház	104 400	33 300	WTES	70 000	55
Nordby	2002			2 500	WTES	800	25
Ottrupgård	1995		1 630	560	PTES	1 500	16
Rise	2001	115 épület		3 575	WTES	4 000	50
Tubberupvænge	1991		4 520	1 025	WTES	3 000	35
Ulsted	2006			5 000	WTES	1 000	20
<b>Egyesült Államok</b>							
Charlestown (Boston)		történelmi park		5 700	WTES		
New Jersey	1994	főiskola			BTES+ATES		
<b>Egyesült Királyság</b>							
London	2006	8 500			ATES		
<b>Finnország</b>							
Kerava	1985			1 100	BTES		
<b>Hollandia</b>							
Groningen	1985			2 400	BTES		
Haarlem	2002	26 740		2 900	ATES		
Lisse	1995			1 200	WTES	1 000	
<b>Kanada</b>							
Okotoks	2007	52 lakás		2 313	BTES	33 657	80
<b>Németország</b>							
Attenkirchen	2002	30 lakás	1 386	836	WTES+BTES	11 000	
Augsburg	1997			2 000	WGTES	6 500	
Berlin	1999		57 600		ATES		77

## 2. melléklet folytatása

Település	Üzembe helyezés éve	Fűtött objektum / fűtött alapterület [m <sup>2</sup> ]	Fűtési hőigény [GJ/év]	Napkollektor-felület [m <sup>2</sup> ]	Hőtároló típusa <sup>1</sup>	Hőtároló térfogata [m <sup>3</sup> ]	Szoláris részarány [%]
Chemnitz	1995	4 680	4 450	2 000	WGTES	8 000	42
Crailsheim	2008	260 lakás, iskola	14 760	7 300	BTES	37 500	50
Eggenstein	2008	12 000		1 600	PTES	4 500	37
Friedrichshafen	1996	39 500	14 782	5 600	WTES	12 000	47
Hamburg	1996	14 800	5 796	3 000	WTES	4 500	49
Hannover	2000	7 365	2 498	1 350	WTES	2 750	39
Ilmenau	1997				WTES	300	
München	2007	24 800	8 280	2 900	WTES	5 700	47
Neckarsulm	1997	20 000	5 987	2 700	BTES	63 360	50
Neubrandenburg	2004				ATES		46
Rastatt			18 345	6 780	ATES	23 000	41
Rostock	2000	7 000	1 789	1 000	ATES	20 000	62
Rottweil	1995				WTES	600	
Steinfurt	1999	3 800	1 170	510	WGTES	1 500	34
Stuttgart	1984		360	211	WGTES	1 050	62
<b>Olaszország</b>							
Calabria		1 750	111	91,2	WTES	500	28
<b>Svájc</b>							
Neuchâtel	1997	iroda		1 120	WTES	1 000	
<b>Svédország</b>							
Anneberg	2002	50 lakóegység	1 980	2 400	BTES	60 000	70
Ingelstad	1979	50 ház		1 320	WTES	5 000	
Lambohov	1980	50 ház		2 700	WTES	10 000	
Linköping			3 528	2 500	BTES	15 000	70
Lyckebo	1983			4 320	WTES	100 000	
<b>Törökország</b>							
Adana		kórház	50 400		ATES		
Adana	2005	360			ATES		

<sup>1</sup> ATES: rétegvizes hőtároló; BTES: furatos hőtároló; PTES: medencés hőtároló; WTES: vizes hőtároló; WGTES: kavicsos-vizes hőtároló

(Ellehaug, 2007; IFTech, é. n.; Paksoy és mtsai., 2009; Schmidt, 2006; SDH, é. n.; SOLARGE, é. n.; Turgut és mtsai., 2009; Xu és mtsai., 2014)

## 3. melléklet

A lépésköz-generáló segédprogram kritikus távolsáérték megadásán alapuló változatának C++ nyelven írt forráskódja:

```
1.  /*-----*/
2.
3.  Lepeskoz-generalo segedprogram, kritikus tavolsagertek megadasaval
4.  Copyright: (C) Horváth Tibor, 2015 -
5.
6.  Hasznalat: stepsize_lister_delta_crit.exe nrRows vDelta sourceFile destFile
7.
8.      nrRows:      adatsorok szama a forrasfajlban
9.      vDelta:      kritikus tavolsagertek
10.     sourceFile:   forrasfajl
11.     destFile:    celfajl
12.
13.     Minta: stepsize_lister_delta_crit.exe 10081 1.5 input.txt output.txt
14.
15.  /*-----*/
16.
17.  #include <windows.h>
18.  #include <iostream>
19.  #include <fstream>
20.  #include <sstream>
21.  #include <cmath>
22.
23.  using namespace std ;
24.  void prtDuration ( double * dur ) ;
25.
26.  int main ( int argc , char * argv[] )
27.  {
28.      if ( argc < 5 )
29.      {
30.          cout << "\nKerem adja meg a program futtasahoz szukseges parametereket:" \
31.              << "\n 1. beolvasando adatsorok szama" << "\n 2. kritikus tavolsagertek" \
32.              << "\n 3. forrasfajl eleresi utvonala" << "\n 4. celfajl eleresi utvonala\n" ;
33.          return 1 ;
34.      }
35.      int lnum = 0 ;
36.      double delta_crit = 0.0 ;
37.
38.      //Sorok szama
39.      istream iss( argv[1] ) ;
40.      if ( iss >> lnum && lnum > 0 )
41.      {
42.          cout << "\nA beolvasando sorok szama: " << lnum << '\n' ;
43.      }
44.      else
45.      {
46.          cout << "\nHiba a sorok szamanak megadasaban. " \
47.              << "Kerjuk adjon meg pozitiv egesz erteket a program elso parameterekent.\n" ;
48.          return 2 ;
49.      }
50.
51.      //Delta erteke
52.      iss.clear() ;
53.      iss.str( argv[2] ) ;
54.      if ( iss >> delta_crit && delta_crit > 0.0 )
55.      {
56.          cout << "\nDelta erteke: " << delta_crit << '\n' ;
57.      }
58.      else
59.      {
60.          cout << "\nHiba a delta megadasaban. " \
61.              << "Kerjuk adjon meg pozitiv erteket a program masodik parameterekent.\n" ;
62.          return 3 ;
63.      }
64.
65.      //Celfajl megnyitasa
66.      ofstream data_stsize ;
```

```

67. data_stsize.open( argv[4] );
68. if ( !(data_stsize.is_open()) )
69. {
70.     cout << "\nNem sikerult megnyitni a celfajlt.\n" ;
71.     return 4 ;
72. }
73.
74. //Forrasfajl megnyitasa
75. ifstream data_meas ;
76. data_meas.open( argv[3] );
77. if ( data_meas.is_open() )
78. {
79.     cout << "\nForrasfajl sikeresen megnyitva.\n" ;
80.     int i = 0 , j = 1 , e , k = 1 , nr ;
81.     float pr ;
82.     float * arr_pr = new (nothrow) float[ lnum ] ;
83.     int * arr_nr = new (nothrow) int[ lnum ] ;
84.     if ( !arr_pr || !arr_nr )
85.     {
86.         cout << "\nNincs eleg memoria az adatok beolvasasahoz." ;
87.         return 5 ;
88.     }
89.     double slope , h_crit , y_exp , h_obs ;
90.     string bb = "" ;
91.     for (int bi = 0 ; bi < 13 ; bi++ )
92.     {
93.         bb += "\b" ;
94.     }
95.     cout << "\nAdatok beolvasasa... [0% beolvasva]" ; //Adatok beolvasasa
96.     LARGE_INTEGER frequency , begin , end ;
97.     double elapsedTime ;
98.     QueryPerformanceFrequency ( &frequency ) ;
99.     QueryPerformanceCounter ( &begin ) ;
100.
101.     while ( data_meas >> nr >> pr )
102.     {
103.         i++ ;
104.         arr_nr[i-1] = nr ;
105.         arr_pr[i-1] = pr ;
106.
107.         if ( i == lnum )
108.         {
109.             cout << bb << "\b" << 5 * j << "% beolvasva\n" ;
110.             break ;
111.         }
112.         else if ( (float)( i ) >= (float)( j ) * (float)( lnum ) / (float)( 20 ) )
113.         {
114.             ( 5 * ( j - 1 ) < 10 ) ? ( cout << bb << 5 * j << "% beolvasva" ) : \
115.             ( cout << bb << "\b" << 5 * j << "% beolvasva" ) ;
116.             j++ ;
117.         }
118.     }
119.     data_meas.close() ;
120.     QueryPerformanceCounter ( &end ) ;
121.     elapsedTime = (end.QuadPart - begin.QuadPart) * 1.0 / frequency.QuadPart ;
122.
123.     if ( i < lnum )
124.     {
125.         ( 5 * ( j - 1 ) < 10 ) ? ( cout << bb << 5 * j << "% beolvasva\n" ) : \
126.         ( cout << bb << "\b" << 5 * j << "% beolvasva\n" ) ;
127.         cout << " Ugy tunik, hogy a forrasfajl a megadottnal kevesebb sort tartalmaz." \
128.         << "\n Beolvasott sorok szama: " << i << "\n" ;
129.         lnum = i ;
130.     }
131.     prtDuration ( &elapsedTime ) ;
132.
133.     cout << "\nAdatok szurese...\n" ; //Adatok szurese
134.     i = 0 ;
135.     QueryPerformanceCounter ( &begin ) ;
136.     data_stsize << arr_nr[i] << '\n' ;
137.     while ( i < lnum - 2 )
138.     {
139.         slope = (double)( arr_pr[i+1] - arr_pr[i] ) / (double)( arr_nr[i+1] - arr_nr[i] ) ;
140.

```

```

141.      /*
142.      A sikkeli derekszogu koordinata-rendszerben a 'slope' meredeksegu, 'phi0' hajlasszogu
143.      egyenestol mert 'delta_crit' meroleges tavolsag fuggoleges iranyban 'h_crit' merteku
144.      elterest jelent. Utobbi erteek kiszamitasa ket lepesben az alabbi modon tortenhet:
145.      phi0 = atan( slope ) ;
146.      h_crit = delta_crit / cos( phi0 ) ;
147.      Egy lepesben elvegezve:
148.      h_crit = delta_crit / cos( atan( slope ) ) ;
149.      Ugyanakkor ismert a kovetkezo azonossag:
150.      cos( atan( x ) ) == 1 / sqrt( 1 + x^2 )
151.      Ennek alkalmazasaval 'h_crit' kiszamitasa gyorsabban hajtodik vegre, bizonyara az
152.      (inverz) trigonometrikus fuggvenyek magas ciklusideje miatt.
153.      */
154.      h_crit = delta_crit * sqrt ( slope * slope + 1 ) ;
155.
156.      e = i + 2 ;
157.      while ( e < lnum )
158.      {
159.          y_exp = slope * (double)( arr_nr[e] - arr_nr[i] ) + (double)(arr_pr[i]) ;
160.          h_obs = abs( arr_pr[e] - y_exp ) ;
161.          if ( h_obs > h_crit )
162.          {
163.              break ;
164.          }
165.          else
166.          {
167.              e++ ;
168.          }
169.      }
170.      i = e - 1 ;
171.      k++ ;
172.      data_stsize << arr_nr[i] << '\n' ;
173.  }
174.  if ( i == lnum - 2 )
175.  {
176.      k++ ;
177.      data_stsize << arr_nr[i+1] << '\n' ;
178.  }
179.  data_stsize.close() ;
180.  QueryPerformanceCounter ( &end ) ;
181.  elapsedTime = (end.QuadPart - begin.QuadPart) * 1.0 / frequency.QuadPart ;
182.  delete[] arr_nr ;
183.  delete[] arr_pr ;
184.  cout << " Az adatok szuresse sikeresen megtortent.\n " << k \
185.       << " sor kiirva a kovetkezo fajlba: " << argv[4] << '\n' ;
186.  prtDuration ( &elapsedTime ) ;
187.  }
188.  else
189.  {
190.      cout << "\nNem sikerult megnyitni a forrasfajlt.\n" ;
191.      return 6 ;
192.  }
193.  return 0 ;
194.  }
195.
196.  void prtDuration ( double * dur )
197.  {
198.      char strdur[] = " A muvelet soran eltelt ido: " ;
199.      if ( * dur >= 1.0d )
200.      {
201.          cout << strdur << (ceil(* dur * 100)) / 100 << " s.\n" ;
202.      }
203.      else if ( (* dur *= 1000) >= 1.0d )
204.      {
205.          cout << strdur << (ceil(* dur * 100)) / 100 << " ms.\n" ;
206.      }
207.      else if ( (* dur *= 1000) >= 1.0d )
208.      {
209.          cout << strdur << ceil ( * dur ) << " mikroszekundum.\n" ;
210.      }
211.      else
212.      {
213.          cout << strdur << "kevesebb, mint 1 mikroszekundum.\n" ;
214.      }
215.      return ;
216.  }

```

## 4. melléklet

A lépésköz-generáló segédprogram kritikus szögérték megadásán alapuló változatának C++ nyelven írt forráskódja:

```
1.  /*-----*/
2.
3.  Lepeskoz-generalo segedprogram, kritikus szogertek megadasaval
4.  Copyright: (C) Horváth Tibor, 2015 -
5.
6.  Hasznalat: stepsize_lister_phi_crit.exe nrRows vPhi sourceFile destFile
7.
8.      nrRows:      adatsorok szama a forrasfajlban
9.      vPhi:        kritikus szogertek fokban
10.     sourceFile:  forrasfajl
11.     destFile:    celfajl
12.
13.     Minta: stepsize_lister_phi_crit.exe 10081 1.5 input.txt output.txt
14.
15.  /*-----*/
16.
17.  #include <windows.h>
18.  #include <iostream>
19.  #include <fstream>
20.  #include <sstream>
21.  #include <cmath>
22.
23.  using namespace std ;
24.  void prtDuration ( double * dur ) ;
25.
26.  int main ( int argc , char * argv[] )
27.  {
28.      if ( argc < 5 )
29.      {
30.          cout << "\nKerem adja meg a program futtasahoz szukseges parametereket:" \
31.              << "\n 1. beolvasando adatsorok szama" << "\n 2. kritikus szogertek fokban megadva" \
32.              << "\n 3. forrasfajl eleresi utvonala" << "\n 4. celfajl eleresi utvonala\n" ;
33.          return 1;
34.      }
35.      int lnum = 0 ;
36.      double phi_mp = 0.0 , unit_phi , phi_crit ;
37.      unit_phi = asin( 1.0 ) / 90.0 ;
38.
39.      //Sorok szama
40.      istream iss( argv[1] ) ;
41.      if ( iss >> lnum && lnum > 0 )
42.      {
43.          cout << "\nA beolvasando sorok szama: " << lnum << '\n' ;
44.      }
45.      else
46.      {
47.          cout << "\nHiba a sorok szamanak megadasaban. " \
48.              << "Kerjuk adjon meg pozitiv egesz erteket a program elso parameterekent.\n" ;
49.          return 2 ;
50.      }
51.
52.      //Phi erteke
53.      iss.clear() ;
54.      iss.str( argv[2] ) ;
55.      if ( iss >> phi_mp && phi_mp > 0.0 )
56.      {
57.          phi_crit = phi_mp * unit_phi ;
58.          cout << "\nPhi erteke: " << phi_mp << " fok, tehat " << phi_crit << " radian.\n" ;
59.      }
60.      else
61.      {
62.          cout << "\nHiba a phi megadasaban. " \
63.              << "Kerjuk adjon meg pozitiv erteket (fokban) a program masodik parameterekent.\n" ;
64.          return 3 ;
65.      }
66.  }
```

```

67. //Celfajl megnyitasa
68. ofstream data_stsize ;
69. data_stsize.open( argv[4] ) ;
70. if ( !(data_stsize.is_open()) )
71. {
72.     cout << "\nNem sikerult megnyitni a celfajlt.\n" ;
73.     return 4 ;
74. }
75.
76. //Forrasfajl megnyitasa
77. ifstream data_meas ;
78. data_meas.open( argv[3] ) ;
79. if ( data_meas.is_open() )
80. {
81.     cout << "\nForrasfajl sikeresen megnyitva.\n" ;
82.     int i = 0 , j = 1 , e , k = 1 , nr ;
83.     float pr ;
84.     float * arr_pr = new (nothrow) float[ lnum ] ;
85.     int * arr_nr = new (nothrow) int[ lnum ] ;
86.     if ( !arr_pr || !arr_nr )
87.     {
88.         cout << "\nNincs eleg memoria az adatok beolvasasahoz." ;
89.         return 5 ;
90.     }
91.     double alpha , phi0 , phi ;
92.     string bb = "" ;
93.     for (int bi = 0 ; bi < 13 ; bi++ )
94.     {
95.         bb += "\b" ;
96.     }
97.     cout << "\nAdatok beolvasasa... [0% beolvasva]" ; //Adatok beolvasasa
98.     LARGE_INTEGER frequency , begin , end ;
99.     double elapsedTime ;
100.    QueryPerformanceFrequency ( &frequency ) ;
101.    QueryPerformanceCounter ( &begin ) ;
102.
103.    while ( data_meas >> nr >> pr )
104.    {
105.        i++ ;
106.        arr_nr[i-1] = nr ;
107.        arr_pr[i-1] = pr ;
108.
109.        if ( i == lnum )
110.        {
111.            cout << bb << "\b" << 5 * j << "% beolvasva\n" ;
112.            break ;
113.        }
114.        else if ( (float)( i ) >= (float)( j ) * (float)( lnum ) / (float)( 20 ) )
115.        {
116.            ( 5 * ( j - 1 ) < 10 ) ? ( cout << bb << 5 * j << "% beolvasva]" ) : \
117.            ( cout << bb << "\b" << 5 * j << "% beolvasva]" ) ;
118.            j++ ;
119.        }
120.    }
121.    data_meas.close() ;
122.    QueryPerformanceCounter ( &end ) ;
123.    elapsedTime = (end.QuadPart - begin.QuadPart) * 1.0 / frequency.QuadPart ;
124.
125.    if ( i < lnum )
126.    {
127.        ( 5 * ( j - 1 ) < 10 ) ? ( cout << bb << 5 * j << "% beolvasva\n" ) : \
128.        ( cout << bb << "\b" << 5 * j << "% beolvasva\n" ) ;
129.        cout << " Ugy tunik, hogy a forrasfajl a megadottal kevesebb sort tartalmaz." \
130.        << "\n Beolvasott sorok szama: " << i << "\n" ;
131.        lnum = i ;
132.    }
133.    prtDuration ( &elapsedTime ) ;
134.
135.    cout << "\nAdatok szurese...\n" ; //Adatok szurese
136.    i = 0 ;
137.    QueryPerformanceCounter ( &begin ) ;
138.    data_stsize << arr_nr[i] << '\n' ;
139.    while ( i < lnum - 2 )
140.    {

```



```

141.         phi0 = atan( (double)( arr_pr[i+1] - arr_pr[i] ) / (double)( arr_nr[i+1] - arr_nr[i] ) );
142.         e = i + 2 ;
143.         while ( e < lnum )
144.         {
145.             phi = atan( (double)( arr_pr[e] - arr_pr[i] ) / (double)( arr_nr[e] - arr_nr[i] ) );
146.             alpha = abs( phi - phi0 );
147.             if ( alpha > phi_crit )
148.             {
149.                 break ;
150.             }
151.             else
152.             {
153.                 e++ ;
154.             }
155.         }
156.         i = e - 1 ;
157.         k++ ;
158.         data_stsize << arr_nr[i] << '\n' ;
159.     }
160.     if ( i == lnum - 2 )
161.     {
162.         k++ ;
163.         data_stsize << arr_nr[i+1] << '\n' ;
164.     }
165.     data_stsize.close() ;
166.     QueryPerformanceCounter ( &end );
167.     elapsedTime = (end.QuadPart - begin.QuadPart) * 1.0 / frequency.QuadPart ;
168.     delete[] arr_nr ;
169.     delete[] arr_pr ;
170.     cout << " Az adatok szuresse sikeresen megtortent.\n " << k \
171.         << " sor kiirva a kovetkezo fajlba: " << argv[4] << '\n' ;
172.     prtDuration ( &elapsedTime );
173. }
174. else
175. {
176.     cout << "\nNem sikerult megnyitni a forrasfajlt.\n" ;
177.     return 6 ;
178. }
179. return 0 ;
180. }
181.
182. void prtDuration ( double * dur )
183. {
184.     char strdur[] = " A muvelet soran eltelt ido: " ;
185.     if ( * dur >= 1.0d )
186.     {
187.         cout << strdur << (ceil(* dur * 100)) / 100 << " s.\n" ;
188.     }
189.     else if ( (* dur *= 1000) >= 1.0d )
190.     {
191.         cout << strdur << (ceil(* dur * 100)) / 100 << " ms.\n" ;
192.     }
193.     else if ( (* dur *= 1000) >= 1.0d )
194.     {
195.         cout << strdur << ceil (* dur) << " mikroszekundum.\n" ;
196.     }
197.     else
198.     {
199.         cout << strdur << "kevesebb, mint 1 mikroszekundum.\n" ;
200.     }
201.     return ;
202. }

```

## 5. melléklet

A FOAMGLAS W+F hővezetési tényezője a hőmérséklet függvényében:

$T$ [K]	$\lambda$ [W/mK]	$T$ [K]	$\lambda$ [W/mK]
73	0,0242	333	0,0547
93	0,0255	343	0,0565
113	0,027	353	0,0583
133	0,0286	363	0,0601
153	0,0304	373	0,062
173	0,0324	393	0,066
183	0,0335	413	0,0701
193	0,0346	433	0,0745
203	0,0357	453	0,079
213	0,0369	473	0,0837
223	0,0382	493	0,0885
233	0,0394	513	0,0936
243	0,0408	533	0,0989
253	0,0421	553	0,1043
263	0,0435	573	0,1099
273	0,045	593	0,1158
283	0,0465	613	0,1218
293	0,048	633	0,128
303	0,0496	653	0,1344
313	0,0513	673	0,141
323	0,053		

## 6. melléklet

A részletes modell geometriáját jellemző paraméterek és megadott értékeik: <sup>a</sup>

Megnevezés	Jelölés	Érték
szilárd töltet hossza	l_core	4,2
szilárd töltet szélessége	w_core	1,4
szilárd töltet magassága	h_core	2
hőcserélő körüli szegélykő-sor szélessége	w_brick	0,2
hőcserélő körüli szegélykő-sor magassága	h_brick	0,15
hőcserélő alatti homokréteg vastagsága	wp_z_shift	0,015
hővezető rúd sugara	r_rod	0,005
hővezető rúd hossza	l_rod	0,35
a bal hátsó hővezető rúd belső saroktól mért x-irányú távolsága	d_x_rod	0,1
a bal hátsó hővezető rúd belső saroktól mért y-irányú távolsága	d_y_rod	0,1
hővezető rudak darabszáma x-tengely irányban	n_x_rod	3
hővezető rudak darabszáma y-tengely irányban	n_y_rod	5
hővezető rudak y-irányú távolsága kétszeresve	d_dy_rod	0,4
hőcserélő hátsó kamrájának külső szélessége	w_turnbox	1
hőcserélő hátsó kamrájának külső hossza	l_turnbox	0,5
hőcserélő hátsó kamrájának magassága	h_turnbox	0,12
hőcserélő hátsó kamrájának szűkítése	th_turnbox	0,005
hőcserélő első és hátsó kamrái közötti csövek sugara	r_tube	0,05
hőcserélő első és hátsó kamrái közötti csövek behúzósa	d_xe_tube	0,06
hőcserélő első és hátsó kamrái közötti csövek darabszáma	n_tube	8
hőcserélő első és hátsó kamrái közötti csövek hossza	l_tube	3
hőcserélő első kamráinak hossza	l_feeder	0,4
hőcserélő első kamráinak magassága	h_feeder	0,12
hőcserélő első kamráinak kezdeti szélessége	w1_feeder	0,2
hőcserélő első kamráinak kezdeti magassága	h1_feeder	0,12
bevezető / kivezető cső sugara	r_extube	0,05
kamrák közötti szigetelés vastagsága	th_strip	0,01
acéllap (hőcserélő) vastagsága	th_steel	0,0005
légréteg vastagsága	th_air	0,01
WDS Ultra hőszigetelő tábla vastagsága	th_WDS	0,05
FOAMGLAS hőszigetelő tábla vastagsága I.	th_foam1	0,14
FOAMGLAS hőszigetelő tábla vastagsága II.	th_foam2	0,12
PIR hőszigetelő tábla vastagsága	th_PIR	0,21
hőcserélő kivezetésénél elhelyezett FOAMGLAS szélessége	w_fbox	0,5
hőcserélő kivezetésénél elhelyezett FOAMGLAS magassága	h_fbox	0,5
tefloncső falvastagsága	th_xtnd	0,005
fűtőszálak elhelyezési magassága	h_wire	0,95
fűtőszálak körüli szegély szélessége a szilárd töltetben	ed_wire	0,1
fűtőszálak darabszáma	n_wire	8

<sup>a</sup> A megadott paraméterekből származtatott, a modellépítés során alkalmazott egyéb paramétereket nem tüntettem fel. A távolság jellegű adatokat (hossz, magasság, stb.) méterben adtam meg.

## 7. melléklet

A termoelemek koordinátái és az  $RMS_T$  mutatószámok a vizsgált adatsorokra:

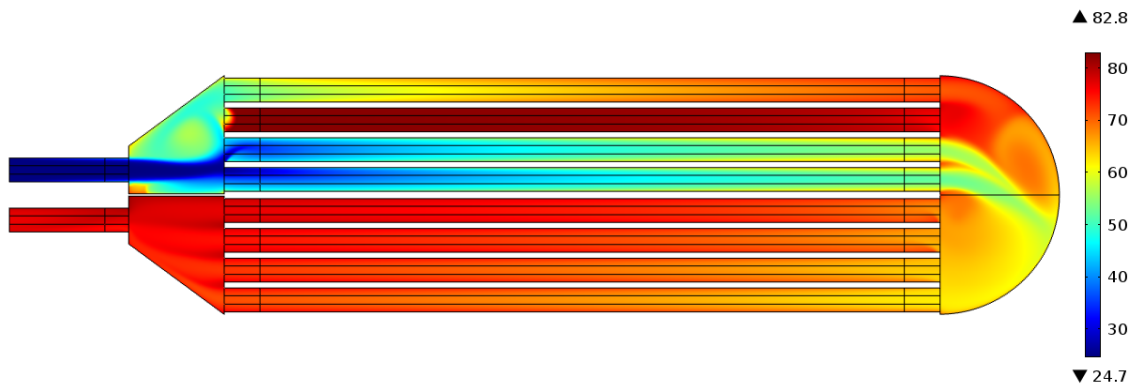
Termoelem jelölése	Koordináták <sup>a</sup>			I. időszak	II. időszak	III. időszak
	x [m]	y [m]	z [m]	02.01.-02.07.	02.08-02.14.	06.04.-06.10.
T1	0,7	2,1	-2,59	0,04	0,03	0,03
T2	0,7	2,1	-2,38	0,19	0,38	7,37
T3	1,99	2,1	-0,9	0,31	0,31	0,88
T4	0,7	4,79	-0,9	0,36	0,36	0,80
T5	-0,59	2,1	-0,9	0,37	0,39	1,10
T6	0,7	4,58	-0,9	1,45	1,71	13,43
T7	-0,38	2,1	-0,9	3,60	4,47	15,96
T8	0,7	4,3	-0,9	0,07	0,09	0,63
T9	-0,1	2,1	-0,9	3,07	4,37	6,13
T10	0,7	4,2	-0,9	2,05	2,34	4,77
T11	0	2,1	-0,9	3,82	2,35	5,74
T12	0,7	4,2	-0,9	3,41	3,45	2,06
T13	0	2,1	-0,9	4,12	3,41	7,33
T14	0,7	2,1	-2	2,96	2,76	1,33
T15	0	0	-2	0,89	0,35	10,24
T16	0,7	3,15	-1,5	1,07	1,68	5,80
T17	0,7	3,15	-0,9	0,52	0,84	2,10
T18	0,7	2,1	-0,9	0,64	0,86	2,05
T19	0,35	2,1	-0,9	6,73	9,19	18,29
T20	0,7	1,05	-0,9	1,37	1,61	5,21
T21	0,7	0	-0,9	2,27	2,11	7,05
T22	0,7	1,05	-0,45	2,13	1,88	2,99
T23	0,7	4,2	0	0,66	0,30	1,49
T24	0,7	2,1	0	1,72	1,53	1,30
T25	1,4	4,2	0	0,52	1,27	3,29
T26	0,7	2,1	0,15	1,24	1,05	3,29
T27	0,7	2,1	0,2	0,17	0,18	0,49
T28 <sup>b</sup>	0,7	2,1	0,46	-	-	-
T29	0,7	2,1	0,67	0,22	0,22	0,59
K1.1	0,7	3,7	-0,35	0,70	0,77	1,27
K1.2	0,7	3,7	-0,175	0,57	0,71	1,17
K1.3	0,7	3,7	0	0,47	0,64	0,86
K1.4	0,7	3,7	0,15	1,16	1,43	3,03
K2.1	0,5	2,3	-0,35	0,32	0,39	1,39
K2.2	0,5	2,3	-0,175	1,50	1,56	1,28
K2.3	0,5	2,3	0	1,37	1,51	0,96
K2.4	0,5	2,3	0,15	1,09	1,23	0,50
K3.1	0,9	2,3	-0,35	4,21	4,34	2,29
K3.2	0,9	2,3	-0,175	0,17	0,24	1,92
K3.3	0,9	2,3	0	0,19	0,30	1,49
K3.4	0,9	2,3	0,15	0,70	0,56	4,06
K4.1	0,5	0,3	-0,35	1,88	1,54	3,33
K4.2	0,5	0,3	-0,175	1,97	1,55	2,79
K4.3	0,5	0,3	0	2,03	1,54	2,47
K4.4	0,5	0,3	0,15	1,32	0,78	0,80
K5.1	0,9	0,3	-0,35	1,66	1,21	4,69
K5.2	0,9	0,3	-0,175	0,39	0,79	2,38
K5.3	0,9	0,3	0	0,38	0,33	2,14
K5.4	0,9	0,3	0,15	0,27	0,46	1,64

<sup>a</sup> : A koordinátarendszer kezdőpontja és tengelyei a 17. ábrán láthatók.

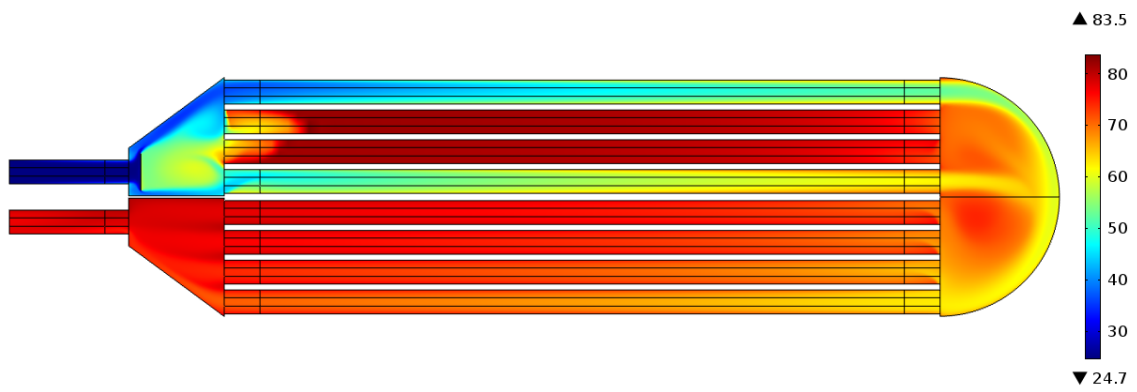
<sup>b</sup> : A T28 jelű termoelem hibás adatokat szolgáltatott, így nem vettem figyelembe a modellezés során.

## 8. melléklet

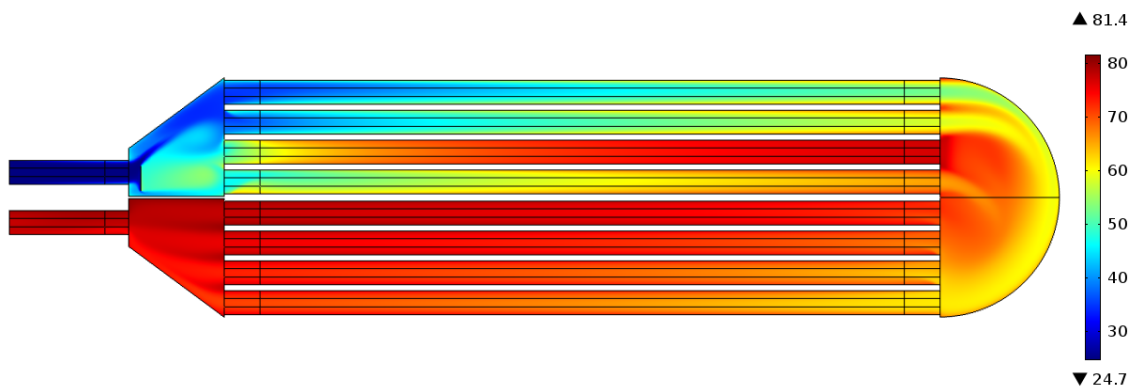
A hőcserélő vízszintes szimmetriásíkjában számított hőfokeloszlás (az értékek °C-ban értendők):



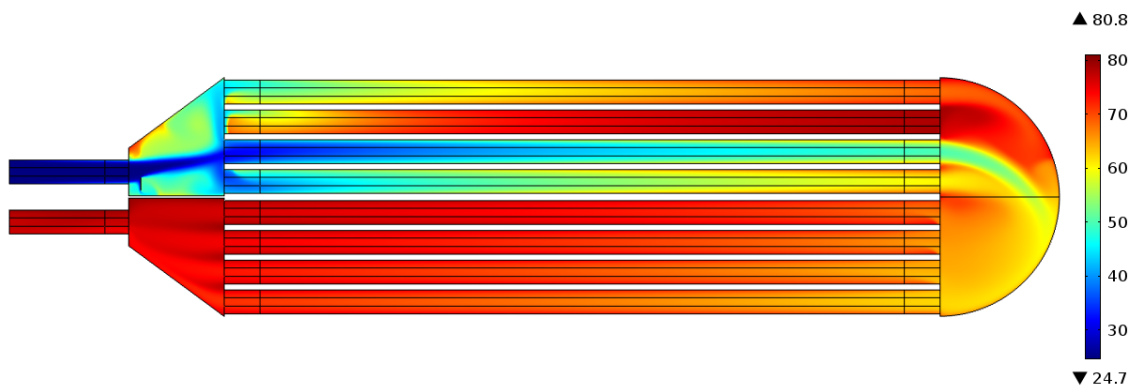
Referencia



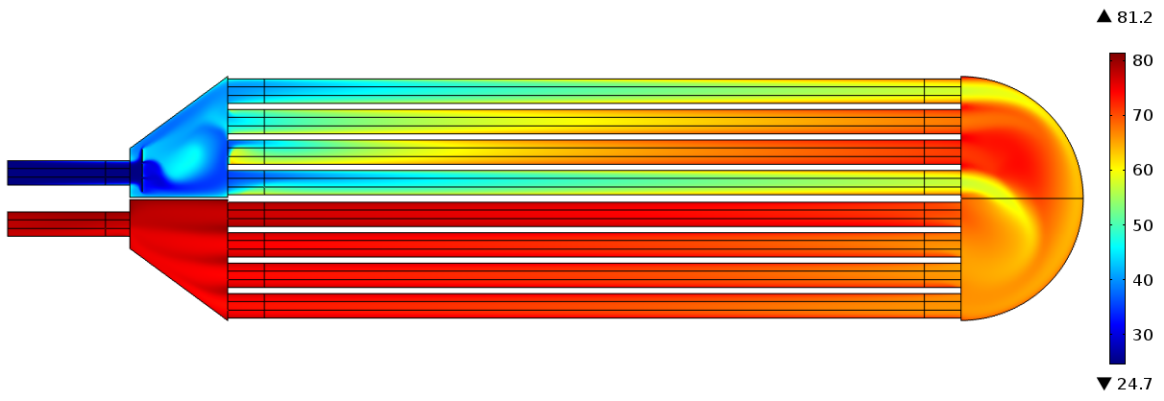
Egyszerű lemezes I.



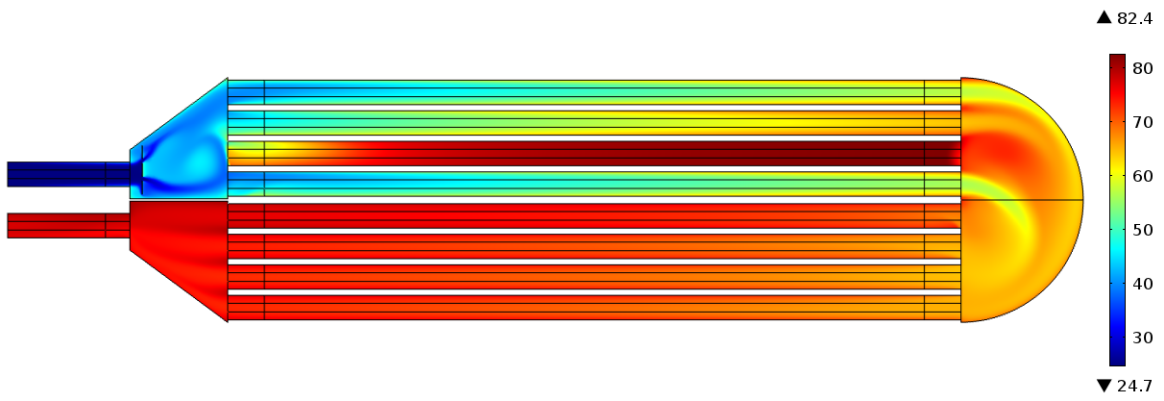
Egyszerű lemezes II.



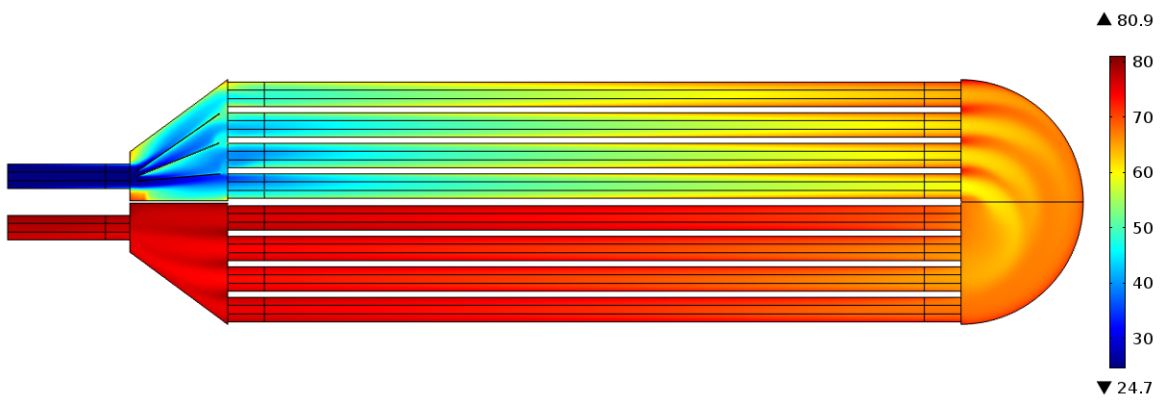
Egyszerű lemezes III.



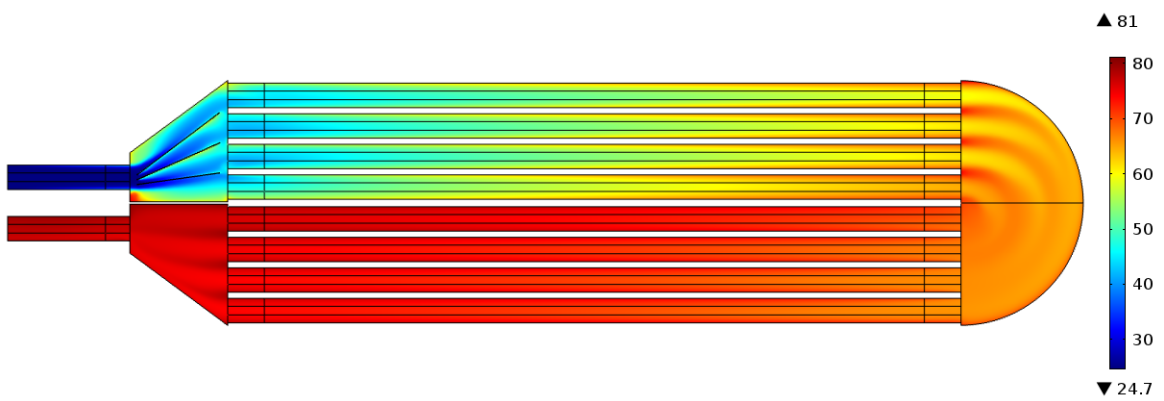
Perforált lemezes I.



Perforált lemezes II.



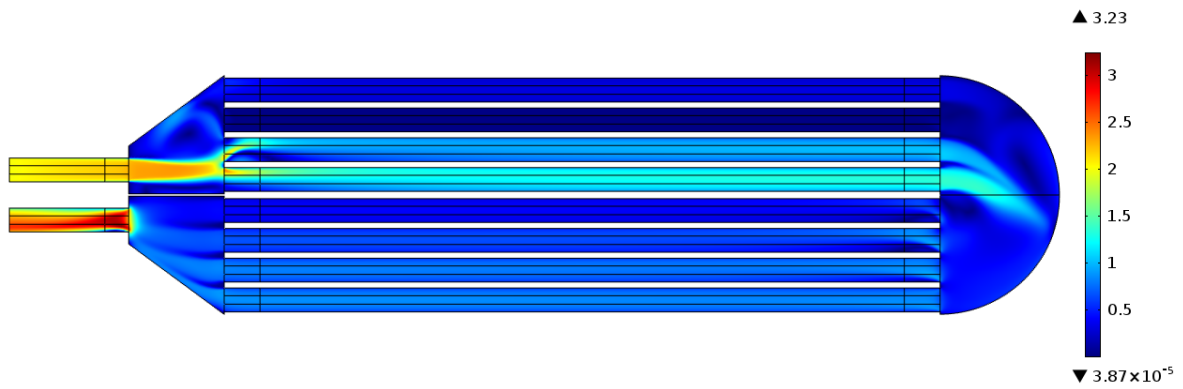
Terelőlemez I.



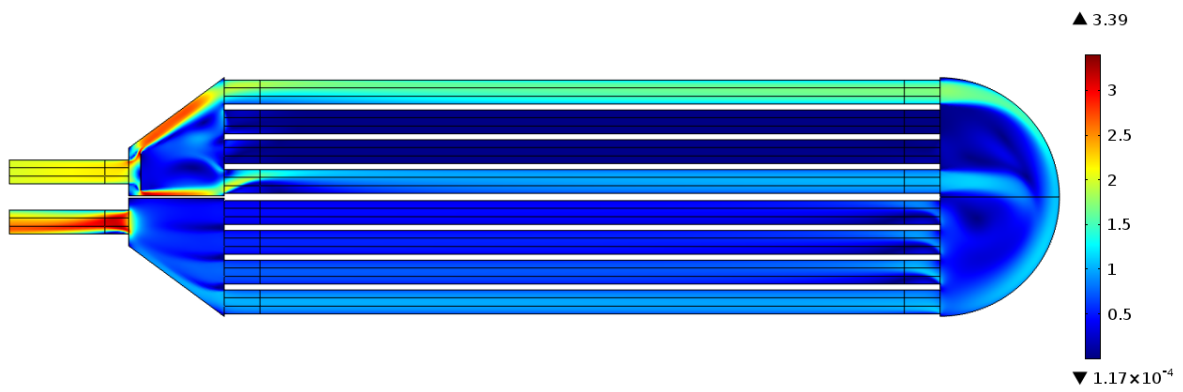
Terelőlemez II.

## 9. melléklet

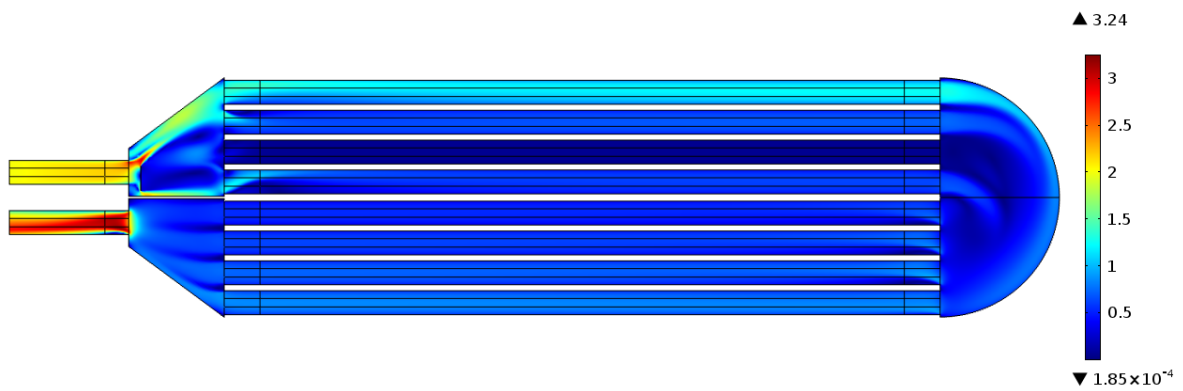
A hőcserélő vízszintes szimmetriásíkjában számított sebességnagyság (m/s-ban megadva):



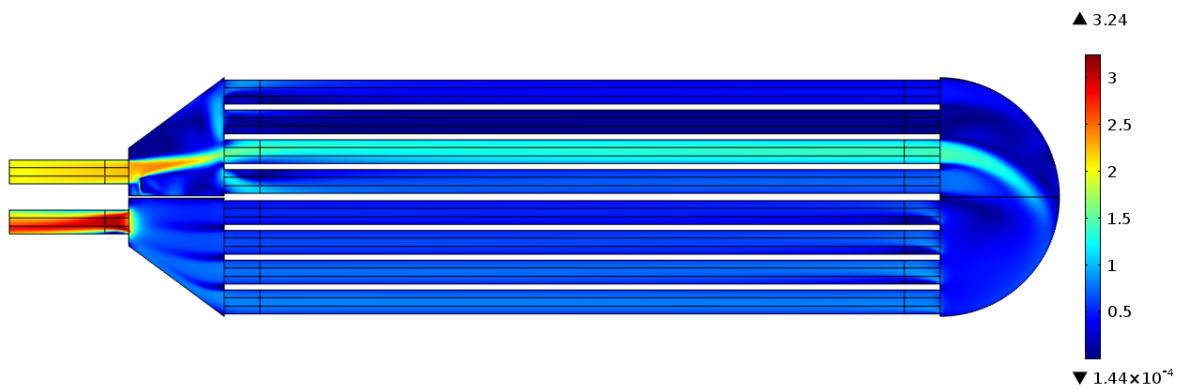
Referencia



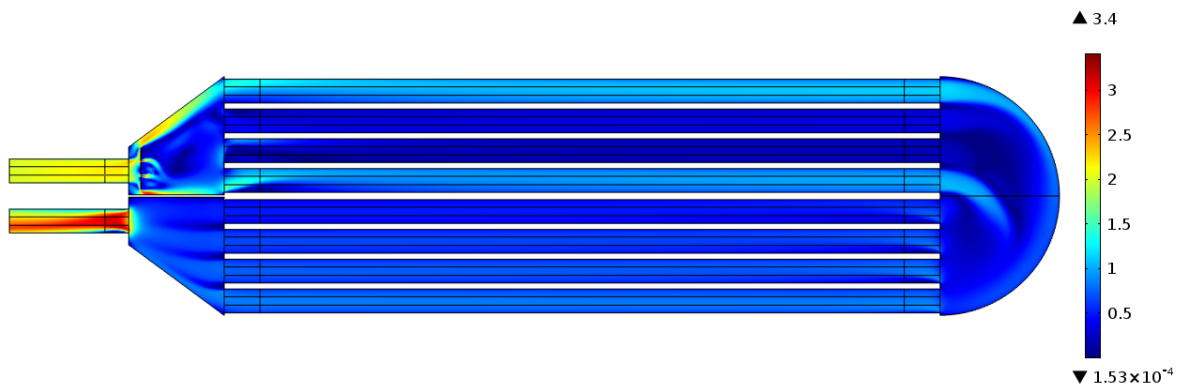
Egyszerű lemezes I.



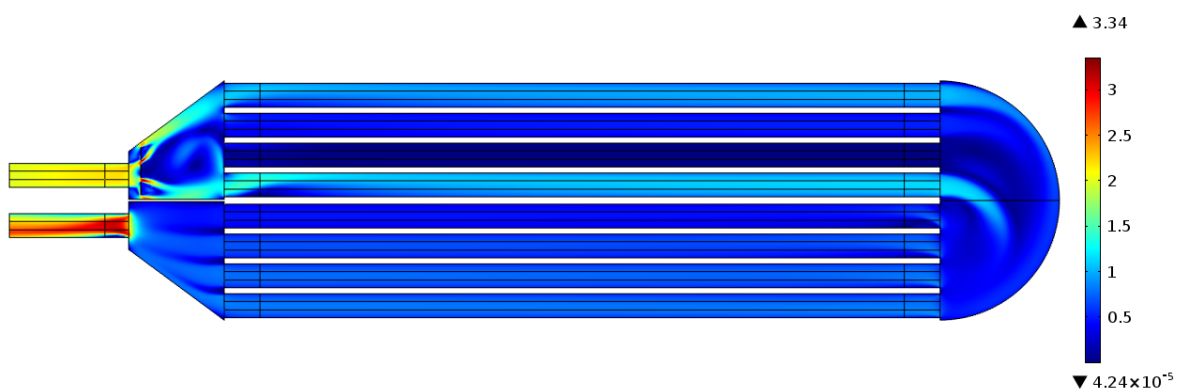
Egyszerű lemezes II.



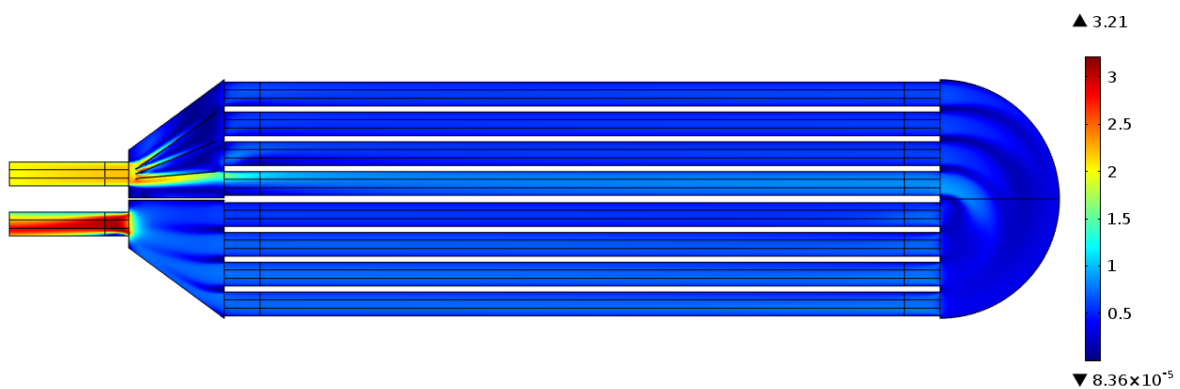
Egyszerű lemezes III.



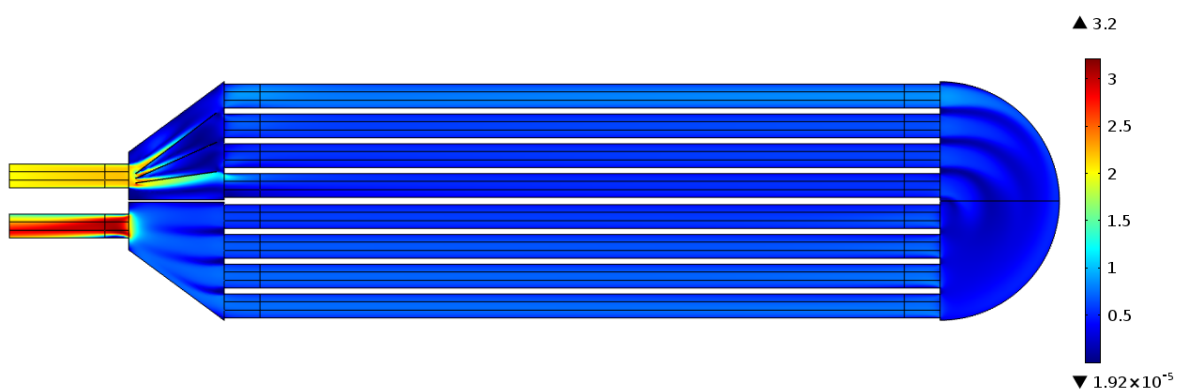
Perforált lemezes I.



Perforált lemezes II.



Terelőlemezes I.



Terelőlemezes II.



## Nyilatkozat

Alulírott Horváth Tibor kijelentem, hogy ezt a doktori értekezést magam készítettem, és abban csak a megadott forrásokat használtam fel. Minden olyan rész, amelyet szó szerint, vagy azonos tartalomban, de átfogalmazva más forrásból átvettem, egyértelműen, a forrás megadásával jelöltem.

Sopron,

.....

aláírás