

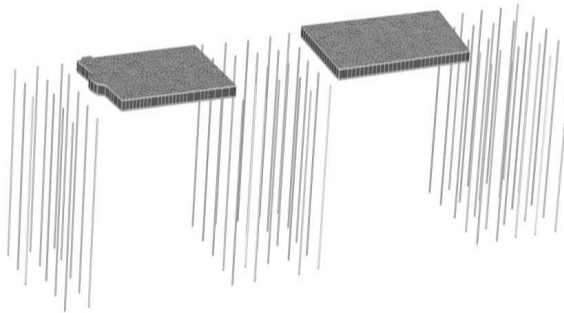
# **SZEGEDI TUDOMÁNYEGYETEM**

Természettudományi és Informatikai Kar  
Földtudományok Doktori Iskola  
Ásványtani Geokémiai és Kőzettani Tanszék

## **FÖLDHŐSZONDÁS HŐSZIVATTYÚS RENDSZEREK PRIMER OLDALI HŐTRANSPORT FOLYAMATAINAK VIZSGÁLATA NUMERIKUS MODELLEZÉssel**

*Doktori (Ph.D) értekezés*

**TARI CSILLA**



Témavezetők:  
Dr. Szanyi János  
Dr. Kovács Balázs

**SZEGED**  
**2011**

# TARTALOMJEGYZÉK

<b>TARTALOMJEGYZÉK</b>	<b>2</b>
<b>I. BEVEZETÉS</b>	<b>10</b>
<b>II. ÁTTEKINTÉS FÖLDHŐSZONDA ÉS A FÖLDTANI KÖRNYEZET HŐTRANSPORT FOLYAMATAIRÓL</b>	<b>12</b>
<b>2.1. Hőszivattyús rendszerek áttekintése</b>	<b>12</b>
2.1.1. A hőszivattyús rendszerek bemutatása, és főbb típusainak ismertetése	12
2.1.1.1. Felszín alatti közeget hasznosító zárt rendszerű hőszivattyúk	13
2.1.1.2. Felszín alatti közeget hasznosító nyílt rendszerű hőszivattyúk	15
2.1.1.3. Energiacölöp	16
2.1.1.4. Levegőt hasznosító hőszivattyúk	16
<b>2.2. Függőleges földhőszondás rendszer méretezésének általános gyakorlata</b>	<b>17</b>
2.2.1. A csőhálózatban keringő folyadék típusának kiválasztása	19
2.2.2. Szondaszám és geometria meghatározása 30 kW teljesítményigény alatti rendszerekben	20
2.2.3. Szondaszám és geometria meghatározása 30 kW teljesítményigény feletti rendszerekben	22
2.2.3.1. A szondateszt (TRT)	22
2.2.3.2. A szondateszt kiértékelése (Kelvin-vonalforrás módszerrel)	23
2.2.3.3. A szondateszttel meghatározott termális paraméterek felhasználása a szondaszám és az elrendezés kialakításához	25
2.2.3.4. A szondateszt kiértékelése során alkalmazott közelítések és ezek hatásai	26
<b>2.3. A hőterjedés törvényszerűségei</b>	<b>26</b>
2.3.1. A hőátadás alapegyenlete 3D porózus közegben	27
2.3.1.1. Konduktív hőátadás	27
2.3.1.2. Konvektív hőátadás	30
2.3.1.3. A radiáció	31
2.3.1.4. A hőátadás alapegyenlete	31
2.3.2. Hőátadás csövekben és csövek felületén	32
2.3.2.1. A hőátadási tényezők kiszámítása	35
<b>2.4. Hőjelenségek zárt rendszerű hőszivattyúk földhőszondáinak környezetében</b>	<b>38</b>
2.4.1. A földtani környezet hőjelenségei	38
2.4.2. Hőszállítás mechanizmusa a földhőszondák környezetében	39
<b>2.5. Talajszondák és környezetük hőjelenségeinek vizsgálati lehetőségei</b>	<b>39</b>
2.5.1. Analitikus módszerek	40

2.5.1.1.	A Kelvin-vonalforrás módszer	40
2.5.1.2.	A Cilinder-forrás módszer	41
2.5.2.	<i>Numerikus módszerek</i>	42
2.5.2.1.	Véges elem, véges differencia módszer	42
2.5.2.2.	A geológiai környezet numerikus modellezése	43
2.5.2.3.	A földhőszonda numerikus modellezése	49
2.5.2.4.	Földhőszondák és környezetük numerikus modellezése véges differencia módszerrel	49
2.5.2.5.	Földhőszondák és környezetük numerikus modellezése véges elem módszerrel	50
2.5.3.	<i>Hibrid módszerek</i>	51
2.5.3.1.	Eskilson-féle hosszú távú hőeloszlás modell (Long Time-Step Temperature Response Factor Model)	51
2.5.3.2.	Yavuzturk-féle rövid távú hőeloszlás modell (Short Time-Step Temperature Response Factor Model)	53
2.5.3.3.	A véges-elem hálóra illesztett hőcserélő modell	54

### **III. FÖLDHŐSZONDÁK MODELLEZÉSÉNEK DOLGOZATBAN HASZNÁLT**

#### **MÓDSZERE** 57

#### **3.1. Magányos szonda modellezése** 57

3.1.1.	A numerikus módszer és a modellgeometria kialakítása	57
3.1.2.	A csőrendszer modellezése	58
3.1.3.	Kiindulási feltételek, peremfeltételek és az alapadat rendszer kialakítása	60
3.1.3.1.	A geológiai és hidrogeológiai környezet felépítése	61
3.1.3.2.	A szondák geometriája, és a munkaközeg összetétele	61
3.1.3.3.	Peremfeltételek	63
3.1.4.	Kalibráció, és megbízhatóság	64
3.1.4.1.	A kalibráció	64
3.1.4.2.	Kalibrálás a szondateszthez	64
3.1.4.3.	Kalibrálás a vertikális hőmérsékletprofil méréshez	65
3.1.4.4.	A szondateszt újrafuttatása	67
3.1.4.5.	A modell megbízhatósága	68
3.1.5.	Szabályozás-modulok használata	69
3.1.5.1.	Az Interface Manager	70
3.1.5.2.	Hőszivattyús rendszerek szabályozási stratégiái	70
3.1.5.2.1.	A konstans hőmennyiséget felvevő/ leadó modul	70
3.1.5.2.2.	A maximum hőmennyiséget felvevő/ leadó modul	73
3.1.5.2.3.	Optimális hőmennyiséget felvevő modul	75

#### **3.2. Szondamező modellezése** 76

3.2.1.	Modellgeometria kialakítása	76
--------	-----------------------------	----

3.2.1.1.	Szondák egy sorban helyezkednek el	76
3.2.1.2.	Szondák tömör alakzatban helyezkednek el	76
3.2.2.	A csövek egymáshoz kapcsolásának modellezése	77
3.2.3.	Szabályozás - modulok használatával	79
3.2.3.1.	Soros kapcsolás, maximum hőmennyiséget hasznosító modul	79
3.2.3.2.	Párhuzamos kapcsolás maximum hőmennyiséget hasznosító modul	82
<b>IV.</b>	<b>A MODELLSZÁMÍTÁSOK EREDMÉNYEI</b>	<b>86</b>
<b>4.1.</b>	<b>A magányos szondamodell eredményei</b>	<b>86</b>
4.1.1.	A geológiai és hidrogeológiai környezet hatása a teljesítményre	86
4.1.1.1.	Peclet szám jelentősége és jellemző értékei	86
4.1.1.2.	A Peclet-szám és a teljesítmény kapcsolata	88
4.1.1.3.	Rétegzettség hatása a teljesítményre	91
4.1.2.	Műszaki és működtetési megoldások optimalizálása a geológiai környezetre	93
4.1.2.1.	Tömedékelő anyag hővezetési tényezőjének szerepe a Pe szám függvényében	94
4.1.2.2.	Szondatípus optimaizálása	98
4.1.2.2.1.	Szondatípus hatása különböző geológiai környezetekben	99
4.1.2.2.2.	Szondatípus és működési idő hatásai	101
<b>4.2.</b>	<b>A szondamező modell eredményei</b>	<b>104</b>
4.2.1.	Párhuzamos kapcsolás	104
4.2.1.1.	Teljesítmény alacsony Peclet-szám esetén	104
4.2.1.2.	Teljesítmény közepes Peclet-szám esetén	106
4.2.1.3.	Teljesítmény magas Peclet-szám esetén	107
4.2.1.4.	Az egyes szondák szerepe az összteljesítmény kialakításában	109
4.2.2.	Soros kapcsolás	110
4.2.2.1.	Teljesítmény alacsony Peclet-szám esetén	112
4.2.2.2.	Teljesítmény közepes Peclet-szám esetén	112
4.2.2.3.	Teljesítmény magas Peclet-szám esetén	113
4.2.2.4.	Az egyes szondák szerepe az összteljesítmény kialakításában	114
<b>V.</b>	<b>ÖSSZEFOGLALÁS, A DOLGOZAT TÉZISEI</b>	<b>120</b>
<b>VI.</b>	<b>SUMMARY</b>	<b>124</b>
<b>VII.</b>	<b>KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS</b>	<b>127</b>
<b>VIII.</b>	<b>IRODALOMJEGYZÉK</b>	<b>128</b>
	<b>MELLÉKLETEK</b>	<b>134</b>



## A DOLGOZATBAN HASZNÁLT SZIMBÓLUMOK JEGYZÉKE

### LATIN BETŰK, JELÖLÉSEK:

$A$	Földhőszonda egységnyi keresztmetszetű szeletében a csőfelület nagysága	$[m^2]$
$a$	Cső hossza az adott rétegben	$[m]$
$A_h$	Földhőszonda egységnyi keresztmetszetű szeletében a furat felületének nagysága	$[m^2]$
$c$	Fajhő	$\left[ \frac{J}{kg \cdot K} \right]$
$c_m = \rho \cdot c$	Térfogategységre vonatkoztatott fajhő	$\left[ \frac{J}{m^3 \cdot K} \right]$
$c_{ref}$	A szondában keringő folyadék fajhője	$\left[ \frac{J}{kg \cdot K} \right]$
$c_s$	Szilárd közet fajhője	$\left[ \frac{J}{kg \cdot K} \right]$
$c_w$	Pórusfolyadék fajhője	$\left[ \frac{J}{kg \cdot K} \right]$
$D_A$	Integrál	$[-]$
$D_B$	Integrál	$[-]$
$d_m$	Mértékeadó szemcseátmérő	$[m]$
$dx, dy, dz$	Elemi térfogategység oldalhosszúsága	$[m]$
$dt$	Időtartam	$[s]$
$f$	Fajlagos termelési ráta	$\left[ \frac{1}{m \cdot s} \right] f = \frac{\rho \cdot g}{\mu}$
$F_0$	A g-funkció kiszámításához szükséges dimenzió nélküli szám	$[-]$
$f_0$	Paraméter standardizáló faktor vízre	$\left[ \frac{1}{m \cdot s} \right] f_0 = \frac{\rho_0 \cdot g_0}{\mu_0} = 7.55 \cdot 10^6$
$F_{0H}$	A g-funkció kiszámításához szükséges dimenzió nélküli szám, teljes hossza vonatkoztatva	$[-]$
$G$	G-funkció	$[-]$

$g$	Tömegvonzás	$\left[ \frac{m}{s^2} \right]$
$gradT$	Hőmérsékleti gradiens	$\left[ \frac{^\circ C}{m} \right]$
$H$	Hőforrás/nyelő	$\left[ \frac{W}{m^3} \right]$
$k_x$	Szivárgási tényező x irányban	$[m / s]$
$k_z$	Szivárgási tényező z irányban	$[m / s]$
$L$	Szondahossz	$[m]$
$l$	Hosszúság	$[m]$
$m$	Folyadéknyomás a csőrendszerben	$\left[ \frac{kg}{m \cdot s^2} \right]$
$n$	Porozitás	$[-]$
$Nu, Nu_k$	Nusslet-szám	$[-]$
$p$	Hőfluxus	$\left[ \frac{W}{m} \right]$
$Pe$	Peclet-szám	$Pe = \frac{u \cdot d_m}{\kappa}$
$Q$	Hőmennyiség	$[W]$
$q$	Kút hozama, tömegáram zárt csőben	$\left[ \frac{m^3}{s} \right]$
$R_b$	Fúróluk termális ellenállása	$\left[ \frac{m \cdot K}{W} \right]$
$R_{conv}$	Konvekcióból adódó termális ellenállás	$\left[ \frac{m \cdot K}{W} \right]$
$Re$	Reynolds-szám	$Re = \frac{\bar{U} \cdot 2 \cdot r_i}{\nu}$
$R_g$	A tömedékelő anyag termális ellenállása	$\left[ \frac{m \cdot K}{W} \right]$

$R_{pipe}$	Csőfal anyagi tulajdonságaiból adódó termális ellenállás	$\left[ \frac{m \cdot K}{W} \right]$
$r, r_b$	Furat átmérője	$[m]$
$r_{hydr}$	Hidraulikus sugár	$[m]$
$r_i$	Földhőszonda belső átmérője	$[m]$
$r_o$	Földhőszonda külső átmérője	$[m]$
$S$	Keresztmetszet	$[m^2]$
$T$	Hőmérséklet	$[^\circ C]$
$T_f$	Csőhálózatban keringő folyadék hőmérséklete	$[^\circ C]$
$T_g$	A tömedékelő anyag hőmérséklete	$[^\circ C]$
$T_{in}$	Előremenő hőmérséklet a primer ágban	$[^\circ C]$
$T_m$	Csőhálózatban keringő folyadék középhőmérséklete	$[^\circ C]$
$T_0$	Zavartalan talajhőmérséklet	$[^\circ C]$
$T_{out}$	Visszatérő hőmérséklet a primer ágban	$[^\circ C]$
$T_r$	A furat külső felületének hőmérséklete	$[^\circ C]$
$t_s$	Dimenzió nélküli idő:	$t_s = \frac{L^2}{9 \cdot \kappa}$
$\bar{U}$	Átlagos áramlási sebesség	$\left[ \frac{m}{s} \right]$
$u$	Független változó	$[-]$
$\underline{u}$	Pórusfolyadék áramlási sebessége	$[m / s]$
$V$	Térfogat	$[m^3]$
$Z$	Nusslet-szám számításhoz használt dimenzió nélküli szám	$[-]$

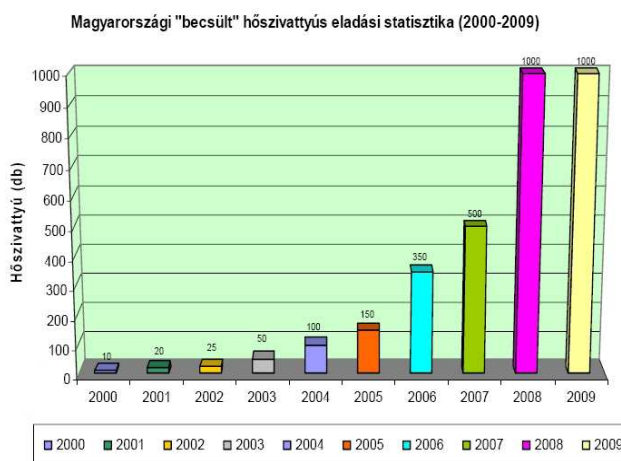
**GÖRÖG BETŰK, JELÖLÉSEK:**

$\alpha$	Hőátadási tényező	$\left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$
$\alpha_{gs}$	A furat és a geológiai környezet közötti hőátadási tényező	$\left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$
$\alpha_{ig}$	Előremenő ág és tömedékelő anyag közötti hőátadási tényező	$\left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$
$\alpha_{io}$	Előremenő és visszatérő ág közötti hőátadási tényező, ideális esetben értéke 0-a	$\left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$
$\alpha_{korr}$	Felületegységre jutó hőátadási tényező	$\left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]$
$\alpha_{og}$	Visszatérő ág és tömedékelő anyag közötti hőátadási tényező	$\left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$
$\beta_0 \beta_1$	Szonda előremenő és visszatérő szárának távolságától függő állandók	$[-]$
$\delta$	Dimenzió nélküli távolság	$[-]$
$\phi$	Porozitás	$[-]$
$\gamma$	Földi hőáram	$\left[ \frac{mW}{m^2} \right]$
$K$	Hődiffuzivitási tényező	$\left[ \frac{m^2}{s} \right]$
$\lambda$	Hővezetési tényező	$\left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]$
$\lambda_{anizo}$	Hővezetési tényező anizotrópiája	$\left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]$
$\lambda_g$	A tömedékelő anyag hővezetési tényezője	$\left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]$
$\lambda_{ref}$	A szondában áramló folyadék hővezetési tényezője	$\left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]$

$\lambda_s$	Kőzet hővezetési tényezője	$\left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]$
$\lambda_w$	Pórusfolyadék hővezetési tényezője	$\left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]$
$\mu$	Dinamikai viszkozitás	$[Pa \cdot s]$
$\nu$	Kinematikai viszkozitás	$\nu = \frac{\mu}{\rho} \left[ \frac{m}{s} \right]$
$\theta$	Euler konstans (0.5772)	$\theta = 0.5 \cdot Fo_H^{-0.5}$
$\rho$	sűrűség	$\left[ \frac{Kg}{m^3} \right]$
$\rho_{ref}$	A szondában áramló folyadék sűrűsége	$\left[ \frac{Kg}{m^3} \right]$
$\sigma, \omega$	Nusslet szám számításához használt dimenzió nélküli szám	$[-]$

## I. BEVEZETÉS

Napjainkban az egyre fokozódó energiaszükséglet következtében a megújuló energiák, így a geotermikus energia is, mindinkább előtérbe kerülnek. Különösen igaz ez az alacsony entalpiát hasznosító hőszivattyús rendszerekre. Magyarországon 2000 és 2009 között az eladott hőszivattyúk száma megszázsorozódott (1.1. ábra) (Ádám, 2010).



1.1. ábra A hőszivattyúk becsült eladási statisztikája Magyarországon 2000-2009 között (Ádám, 2010)

Ezzel együtt hazánk, a hőszivattyús energiahasznosítás terén, még mindig elmarad más európai országoktól. Például Svédországban a családi házak 30%-a hőszivattyús fűtéssel működik, ami 36000 TJ /év energiatermelést jelent. A lemaradás okai többek között a magas beruházási költségben és hosszú megtérülési időben keresendőek. Ezért különösen fontos a beruházási és működési költségek minimalizálása.

A beruházási költségek minimalizálásához elsősorban a primer oldalból kinyerhető hőmennyiséget kell pontosan ismerni. Mivel a primer oldali hőmennyiség meghatározása, a vertikális földhőszondák kivételével, elsősorban gépészeti feladat, ezért munkámban a vertikális zárt rendszerekre koncentrálok. Választásomat az is indokolja, hogy az egyre szaporodó nagyméretű hőszivattyús rendszerek ilyen típusúak. Másrészt a primer oldali hőmennyiség számítása ezeknél a rendszereknél a legnehezebb.

A működtetési költségek minimalizálásához elsősorban a hőfoklépcsőt kell minimalizálni, tehát a cél a kondenzátorból és az elpárologtatóból kilépő víz hőmérsékletkülönbségeinek minimalizálása. Ehhez pedig úgy kell tervezni a primer csőhálózatot, hogy a visszatérő hőmérséklet az adott körülmények között a lehető legmagasabb legyen.

Földhőszondás rendszerek tervezése során tehát elengedhetetlen a szonda és a földtani közeg közötti hőátadási folyamatok tisztázása, a csőhálózatból adott működtetési feltételek mellett visszatérő hőmérséklet számítása. Erre azonban az általános gyakorlatban ritkán kerül sor. Ennek oka, hogy a porózus közeg és zárt csőrendszer közötti hőátadás analitikus meghatározása számos, az eredményt erősen módosító, egyszerűsítő feltétel bevezetésével lehetséges.

Ezért munkámban célul tűztem ki egy olyan módszer kidolgozását, mellyel számítható a primer oldalból kivehető teljesítmény, a szonda és a geológiai környezet hőmérséklet eloszlása, az előremenő és visszatérő ágak hőmérséklete, különböző hidrosztratigráfiai és hidraulikai adottságok esetén.

A dolgozat felépítése az alábbiak szerint alakul. A Bevezető fejezetet követő második fejezetben a hőszivattyús rendszerek típusainak rövid ismertetése után vázolom előnyeikkel és hátrányaikkal a hazai földhőszonda tervezésének általános gyakorlatát, 30 kW alatti és 30 kW fölötti rendszerek esetén. Ezt követően leírom azokat az egyenletrendszereket, amelyek meghatározzák a hőátadást a földhőszondában, és az azt körülvevő geológiai környezetben. Ezután előnyeik és hátrányaik ismertetésével vázolom azokat a főbb analitikus, numerikus és hibrid módszereket, melyek jelenleg elérhetők ezen egyenletrendszerek megoldására.

A harmadik fejezetben közlöm azt az általam kidolgozott hibrid módszert, mellyel számíthatóak a magányos földhőszonda, illetve a több darabból álló földhőszonda mező hőtranszport folyamatai. A módszer kidolgozása és tesztelése egy megvalósult beruházás szimulációjával történt. Szegeden a Szegedi Tudományegyetem Mérnöki Karának az új épülete alá az épület hűtési-fűtési szükségletét kielégítendő 24 db. földhőszondát helyeztek el. A munkák 2010 áprilisában indultak és jelenleg a rendszer beüzemelése zajlik. Mivel a szondák kiépítése során több olyan mérés történt, melyek felhasználhatóak voltak a modell ellenőrzésére, ezért ezt a beruházást választottam. A tesztmodell eredményei és a mérési eredmények igen jó egyezést mutattak. Ezután kidolgoztam egy olyan szabályozó program modult, mellyel mind magányos szonda, mind szondamező esetén többféle működtetési stratégia, és kapcsolási mód tesztelhető.

A negyedik fejezetben, a kidolgozott módszer segítségével, lehetőségem nyílt speciális működési feltételek, stratégiák és geológiai környezet hatásainak olyan szintű figyelembe vételére, melyekre a hazai szonda rendszer tervezési folyamatok során nem fektetnek hangsúlyt.

Az ötödik fejezetben összefoglaltam elért eredményeimet.

## II. ÁTTEKINTÉS FÖLDHŐSZONDA ÉS A FÖLDTANI KÖRNYEZET HŐTRANSZPORT FOLYAMATAIRÓL

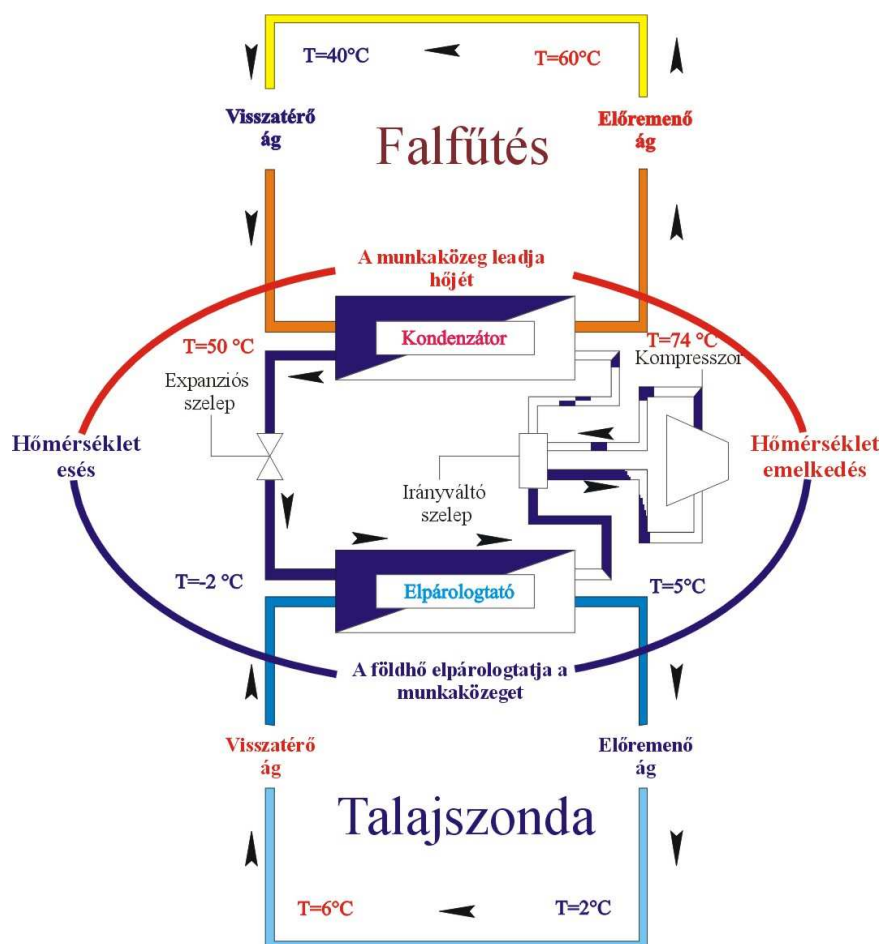
### 2.1. Hőszivattyús rendszerek áttekintése

#### 2.1.1. A hőszivattyús rendszerek bemutatása, és főbb típusainak ismertetése

A hőszivattyú elvét James Joule és William Thomson alkotta meg 1852-ben a termodinamika második főtétele alapján (Komlós, 2008). Elméleti működését a Sadi Carnot nevéhez kapcsolódó Carnot-féle körfolyamat írja le. Ez a körfolyamat négy reverzibilis állapotváltozásból áll. Kompresszoros hőszivattyú esetén, melynek elvét Heller László dolgozta ki 1948-ban, az első lépés hogy a környezeti hőforrás az eredetileg folyékony munkaközeget az elpárologtatóban légneművé alakítja. Ezután a kompresszor az elpárologtatott munkaközeget nagyobb nyomásra sűríti, közben a nyomás növekedésével a kondenzációs hőmérséklet is emelkedik. A következő fázisban a munkaközeg nagy nyomású gőze a kondenzátorba jutva átadja hőjét a nála kisebb hőmérsékletű hőfelvevő közegnek, miközben maga lecsapódik. Végül a munkaközeg az expanziós szelepen keresztül csökkentett nyomáson és hőmérsékleten visszatér az elpárologtatóba, majd kezdődik a folyamat előlről (Mádlné, 2006). A vázolt körfolyamat használja fel a legkevesebb energiát azonos hőteljesítmény eléréséhez, tehát a teljesítménytényezője és hatásfoka ennek a folyamatnak a legnagyobb (Ádám., 2009). Ez az elv teszi lehetővé, hogy már nagyon alacsony entalpiájú közegek ( $\Delta T \leq 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ) is képesek legyenek fűtésre, hűtésre és melegvíz előállítására. A hőszivattyú elvén működő alacsony entalpiájú rendszerek a primer körben veszik fel a környezeti hőforrást. A primer kör visszatérő ága vezetődik rá az elpárologtatóra, és a hő így adódik át a hőszivattyúnak. A kompresszor segítségével felmelegített közeg a kondenzátoron keresztül adja át hőjét a szekunder körnek (2.1. ábra).

A következőkben bemutatom a legelterjedtebb hőszivattyú típusokat hőforrásuk szerint osztályozva. Az ideális hőforrás nagy és stabil, bőségesen rendelkezésre áll, nem okoz szennyezést, jó termo-fizikai tulajdonságai vannak (Stróbl, 2008)





2.1. ábra Az alacsony entalpiájú közeget hasznosítani képes hőszivattyús rendszer működésének sematikus ábrája

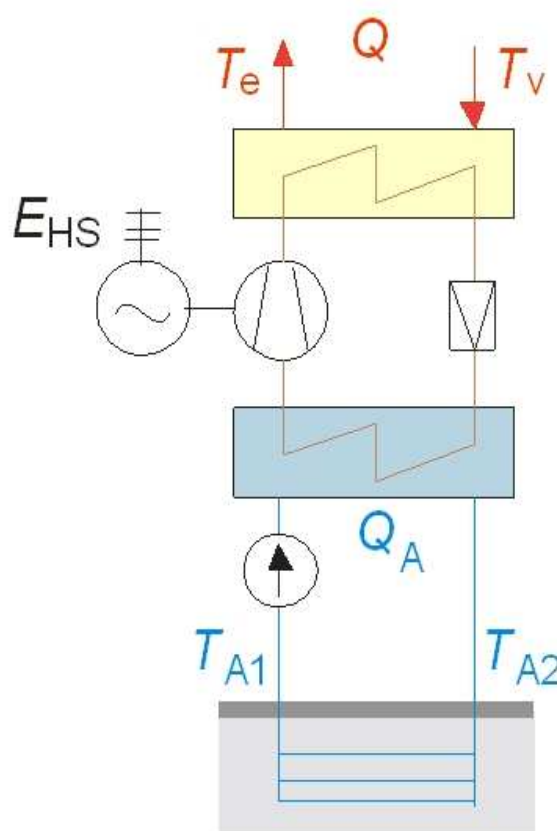
#### 2.1.1.1. Felszín alatti közeget hasznosító zárt rendszerű hőszivattyúk

A zárt rendszerekben fagyálló folyadék, víz vagy hűtőfolyadék, esetleg ezek elegye, kering a csőhálózatban és a hőt a felszín alatti közeggel érintkező csövek továbbítják. Ezek a rendszerek a legbiztonságosabbak, mert állandóan ugyanazzal a folyadékkal, zártan vannak feltöltve kevésbé korrodálódnak illetve az élettartamuk is hosszabb. Hátrányuk, hogy hatásfokuk némileg kisebb, és nagyobb a beruházási költségük, mint a nyitott rendszereké, de lényegesen biztonságosabb az üzemeltetésük.

**Talajkollektoros rendszer:** A csövek a talajban vízszintesen vannak elhelyezve 1,2 – 1,5 m mélyen. A csövek lehetnek polietilén vagy műanyaggal bevont rézcsövek. Átmérőjük 20, 25 vagy 32 mm, a köztük lévő távolság 0,5 m és 0,8 m között változik. Teljesítményük függ a

talaj nedvességtartalmától, hővezetésétől, és a talajvíztől. Előnye, hogy nincs szükség fúrásra, valamint hatósági engedélyre és olcsó a telepítés, viszont nagy a területigénye, általában a fűtött terület egy-kétszerese (2.2. ábra). (Fodor, 2002).

**Földhőszondás rendszer:** A földhőszondás rendszer abban különbözik az előzőtől, hogy a csövek függőlegesen helyezkednek el, kb. 30 – 120 m mélyen. Ehhez a módszerhez ismerni kell a felszín alatti képződmények adottságait, a rétegződéseit, a talaj hőellenállását, a felszín alatti vizek jelenlétét és azok áramlási irányát, sebességét.



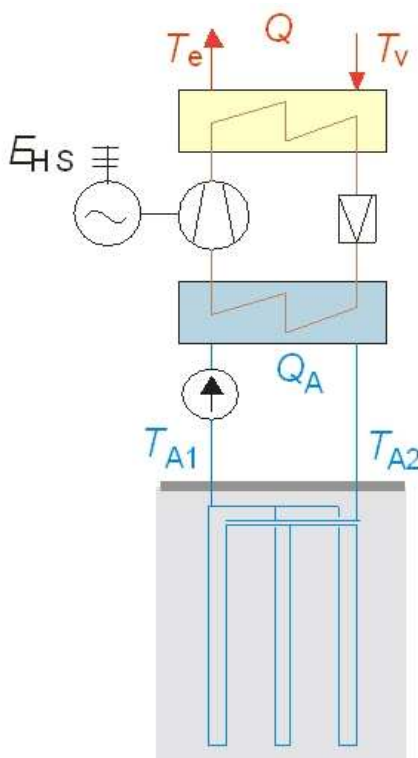
2.2 ábra Talajkollektoros hőszivattyús rendszer működésének sematikus ábrája (Büki, 2010)

A cső geometriájának kialakítására többféle műszaki megoldás létezik ilyen a koaxiális elrendezés (két cső egymásba ágyazva koncentrikusan helyezkedik el, a belsőben lefelé a külsőben felfelé áramlik a munkaközeg), vagy szimpla, kettős hármás U csöves hurok rendszerű, illetve a W-alakú (Gao, 2008). A rendszer lehet két- vagy háromkörös (Mádl, 2006). Előnye hogy kis területen is kivitelezhető, új épületnél gyakorlatilag nincs helyigénye, mert a szondákat az épület alá is telepíthetjük (Komlós, 2008). Legkevesebb földmunkával jár és a legüzembiztosabb (2.3. ábra).

### 2.1.1.2. Felszín alatti közeget hasznosító nyílt rendszerű hőszivattyúk

Nyitott rendszerben a hőforrást a talajvíz, rétegvíz vagy felszíni víz (tavak, folyók) adják. Ez esetben kétkutas rendszerről beszélünk. Termelőkúton keresztül kiemelik a vizet, a hőcserélőn keresztül kinyerik az energiát és a lehűlt vizet visszavezetik egy visszasajtoló kútba vagy felszíni vízbe vagy talajba fektetett dréncsöveken elszivárogtatják.

A két kút között minimum 10 méternek kell lennie, de legalább akkorának, hogy elkerülhető legyen a termális áttörés. Az ilyen kiépítésnél nagy jelentősége van a hidrogeológiai és földtani viszonyoknak (Ádám, 2009). Csak olyan területen alkalmazható, ahol 30 – 100 méteren belül rendelkezésre áll megfelelő mennyiségű és minőségű víz (pl. alacsony vastartalmú, a korrózió és eltömődés veszélye miatt).



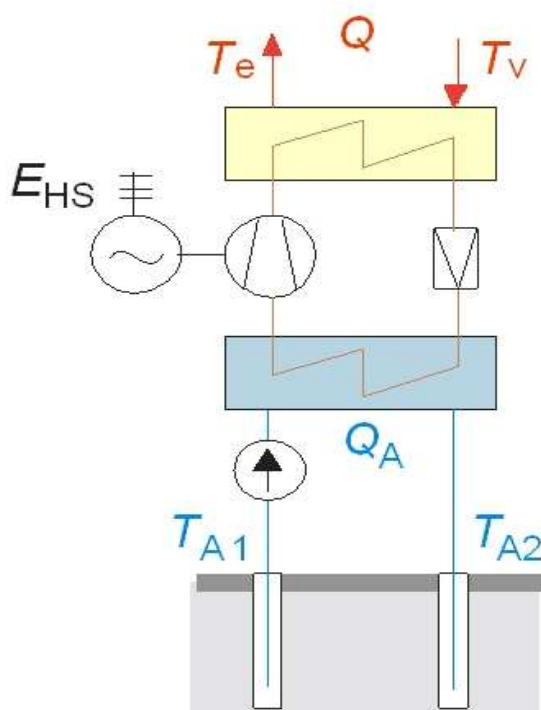
2.3.ábra Földhőszondás hőszivattyús rendszer működésének sematikus ábrája, (Büki, 2010)

A talajvíznek 8 – 20 °C – osnak kell lennie és legkevesebb 5 °C – ig hűlhet le. Ennél a hőforrásnál gondot okoz az elfagyás, a korrózió és a szennyezettség. A kút élettartama korlátozott lehet, karbantartási költségek merülhetnek fel, a vízminőségből adódóan, valamint megváltozhat a kút vízáadó képessége (Komlós., 2008). (2.4. ábra)

### 2.1.1.3. Energiacölöp

Az utóbbi időben a földdel érintkező beton elemeket a gyakorlatban a gazdaságos fűtő és hűtő rendszerekben használják, és felszín alatti energiakosarakat vagy energiacölöpeket hoznak létre. A hőcserélőket az építkezés közben építik be, utólagos beépítés nem lehetséges.

A szóban forgó fűtési források használatának extra költsége alacsony. A gazdasági előny abból adódik, hogy statikai okokból ezeket a szondákat függőlegesen kell megépíteni. Ezért nincs szükség további csőfektető munkára, mint a talajkollektor vagy a geotermikus szonda esetében (2.5. ábra).

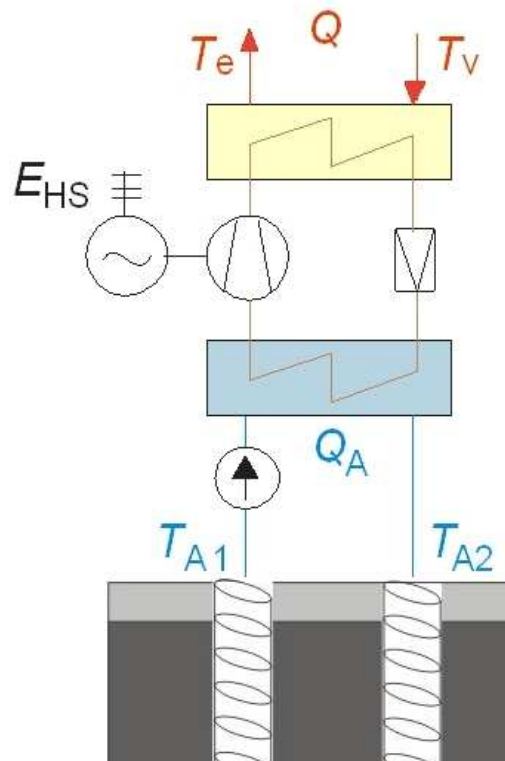


2.4.ábra Nyílt rendszerű hőszivattyú működésének sematikus ábrája, (Büki, 2010)  
(ábramagyarázat: lásd 2.2. ábra)

### 2.1.1.4. Levegőt hasznosító hőszivattyúk

Ez a legegyszerűbb megoldás, és az egyik leggyakrabban használt hőforrás. Ilyenkor nincs szükség fúrásra, egyszerű a felszerelése, bárhova telepíthető, nem kell engedélyezés és könnyen integrálható a meglévő fűtési rendszerbe, valamint olcsó a többi rendszerhez képest. Viszont hátránya, hogy 10-30%-kal kisebb az idényjellegű fűtési tényezője és a rendszer

hatékonysága változik a levegő hőmérsékletének változásával: a külső hőmérséklet csökkenésével a hőteljesítmény csökken (Ádám, 2009).



2.5. ábra Energiacölöp működésének sematikus ábrája, (Büki, 2010)

## 2.2.Függőleges földhőszondás rendszer méretezésének általános gyakorlata

A hőszivattyúk megtervezése során kulcsfontosságú a primer oldal helyes kiválasztása és méretezése. A továbbiakban a függőleges földhőszondás rendszerekkel foglalkozom, mivel ezekben a rendszerekben a földtani közeg nagyban befolyásolja a teljesítményt. A többi típusnál az éghajlati és időjárási tényezők dominálnak, ennek tárgyalása pedig nem tárgya munkámnak.

A hőszivattyús rendszer kulcsa a csőhálózat típusának, méretének és elrendezésének illesztése a teljes fűtési/hűtési időszakban felmerülő teljesítményigényekhez (Armec, 2004). Ehhez először tisztázni kell az épület teljes fűtési és hűtési energia igényét, ami épületgépészeti feladat.

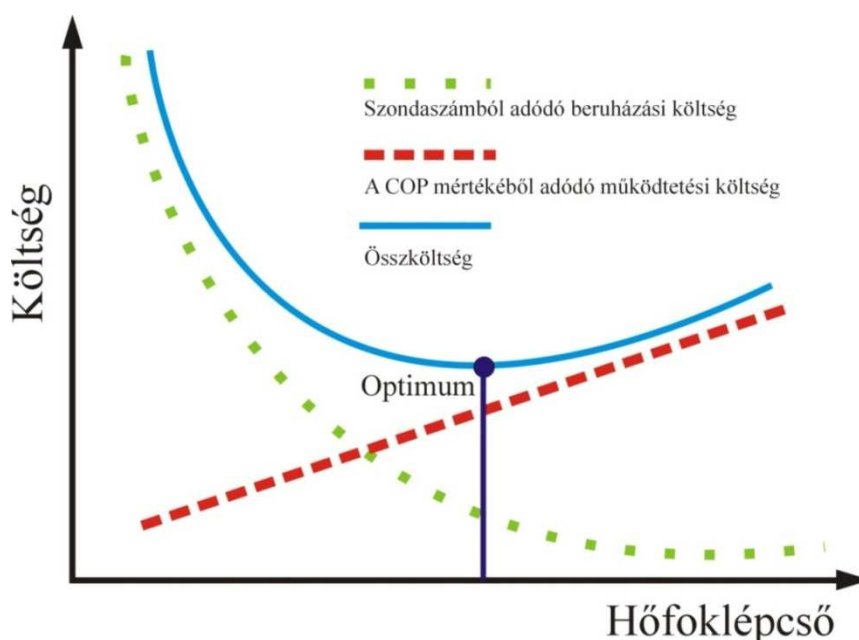
A következő lépés, a hőszivattyú kiválasztása, amit a várható csőhálózatból belépő, és a hőmennyiség „kiszivattyúzása után” a csőhálózatba kilépő folyadék hőmérsékletek alapján kell kiválasztani. A kiválasztás során két tényezőt kell figyelembe venni:

**1. A csőhálózatból belépő hőmérséklet legyen a lehető legnagyobb, mivel minél kisebb hőmérséklet különbséget, hőfoklépcsőt kell legyőzni a hőszivattyúnak, a COP annál jobb (2.1. melléklet).**

**2. A csőhálózatba be és kilépő ágak közötti hőmérséklet különbség legyen a lehető legnagyobb, mivel a primer oldalról felvett teljesítmény egyenesen arányos a hőmérséklet különbséggel. A teljesítmény a 2.1 képlet alapján számolható.**

$$Q = q \cdot c_m \cdot |T_{in} - T_{out}| \quad (2.1)$$

Ez a két feltétel gyakran ellentmond egymásnak, így tervezés során a feladat, annak a legnagyobb csőoldalról visszatérő hőmérsékletnek a megadása, ami mellett a hőszivattyú még gazdaságosan üzemeltethető (minimum 4), (2.6. ábra).

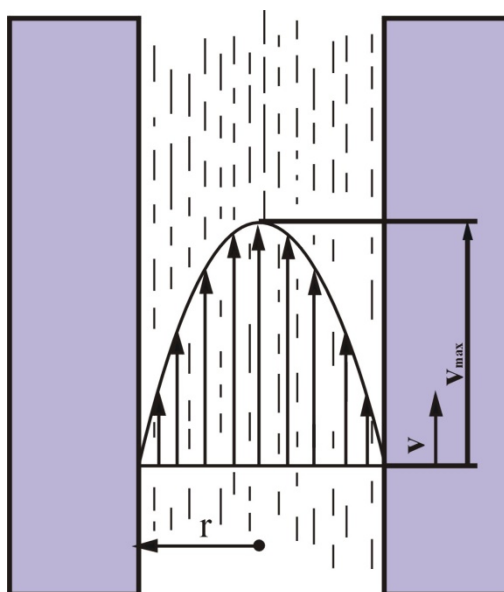


2.6. ábra Mivel kevesebb szonda alacsonyabb visszatérő hőmérsékletet eredményez, amivel csökken a COP ezáltal nő a működtetés költsége, ugyanakkor csökken a beruházás hatékonysága, ezért fontos a két tényező együttes vizsgálata (Balikó, 2010)

### 2.2.1. A csőhálózatban keringő folyadék típusának kiválasztása

Következő lépés a csőhálózatban keringő folyadék típusának megválasztása. Mivel a rendszerrel szembeni alapkövetelmény megkívánja, hogy a primer kör fűtési előremenő hőmérséklete minimum  $-6^{\circ}\text{C}$ -ra képes legyen halmazállapot változás nélkül lehűlni, ezért a csöveket sóoldattal, propilén glikollal, vagy metanollal töltik föl. A hőnyerő oldali csőhálózat és szivattyú méretezését úgy kell kialakítani, hogy az optimális hőátadás érdekében mindenhol turbulens áramlás legyen.

A lamináris és turbulens áramlás a folyadékrészecskék mozgási pályája alapján különíthető el. Ha a csőben a folyadék kis sebességgel áramlik, akkor minden folyadékrészecske párhuzamosan mozog. Ilyenkor lamináris áramlásról beszélünk. Ilyenkor legnagyobb sebessége a középvonalban található részecskéknek lesz ( $v_{\max}$ ), az átlagsebesség a maximális sebesség fele, a sebességprofil parabolikus (2.7. ábra) (Hódúr, 2007).

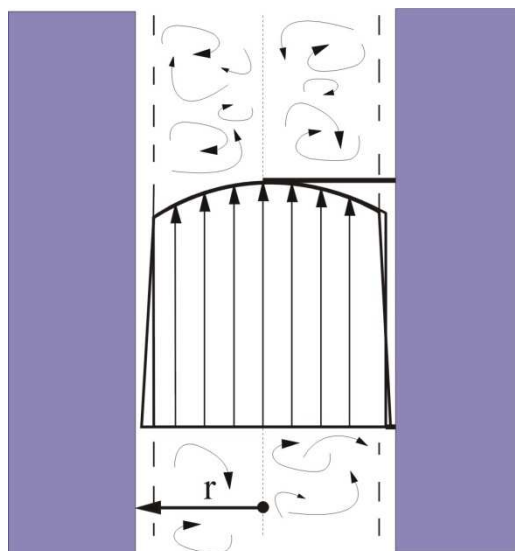


2.7. ábra A folyadék mozgási pályája lamináris áramlás esetén

Nagyobb áramlási sebességnél a tehetetlenségi erő és a viszkozitási erő hányadosa, az-az a Reynolds-szám (Re) nagyobb, mint 2300:

$$\text{Re} = \frac{\bar{U} \cdot 2 \cdot r_i}{\nu} \geq 2300 \quad (2.2)$$

Ilyenkor turbulens áramlás alakul ki, vagyis olyan gomolygó áramlás, ahol a folyadéknak az áramlás fő irányára merőleges sebességingadozásai vannak (2.8. ábra).



2.8. ábra A folyadék mozgási pályája turbulens áramlás esetén

Az így létrejövő konvekció javítja a hőtranszportot. Turbulens áramlásnál is kialakul egy falhoz közeli lamináris réteg, és a faltól távolodva egy átmeneti réteg, majd ez után következik a teljesen kifejlett turbulens zóna. Ennek a rétegnek a vastagsága fontos, mivel ellenállást jelent hőátadás szempontjából. Minél nagyobb a Reynolds-szám, annál vékonyabb lesz ez a határréteg (Hódúr, 2007 és Bobok, 1987).

A sóoldat a legelőnyösebb áramlási tulajdonságú és a legolcsóbb is, de ma már ritkán alkalmazzák az erős korróziós hatása miatt. A glikolos fagyálló közeg nem korrodál és olcsón állítható elő, ennek viszont az áramlási tulajdonságai a legrosszabbak. Ezt nagyobb szivattyúval és a megnövekedett keringetési költséggel lehet kompenzálni (Aermec, 2004). A különböző töménységű glikol oldatok tulajdonságait a 2.1. táblázat tartalmazza.

### **2.2.2. Szondaszám és geometria meghatározása 30 kW teljesítményigény alatti rendszerekben**

A 30 kW teljesítményigény alatti beruházások során a földtani környezetből kivehető hő mennyiségét, ami alapján a szükséges szondahossz kitűzésre kerül, szabványok és táblázatok segítségével szokás meghatározni. Általában két eljárás használatos.

Az első módszer egyszerűbb, gyorsabb, de a helyi körülményeket kevésbé veszi figyelembe. Előzetes földtani információk alapján kikeressük egy táblázatból a földtani közeg szondaméterenként várható hőteljesítményét, majd ez alapján a helyi körülményeket figyelembe véve megállapítjuk a szükséges szondaszámot. Ennek a módszernek hatalmas a



bizonytalansága, amit mi sem támaszt jobban alá, mint hogy többféle táblázat létezik, gyakran egymásnak ellentmondó adatokkal (2.2. melléklet).

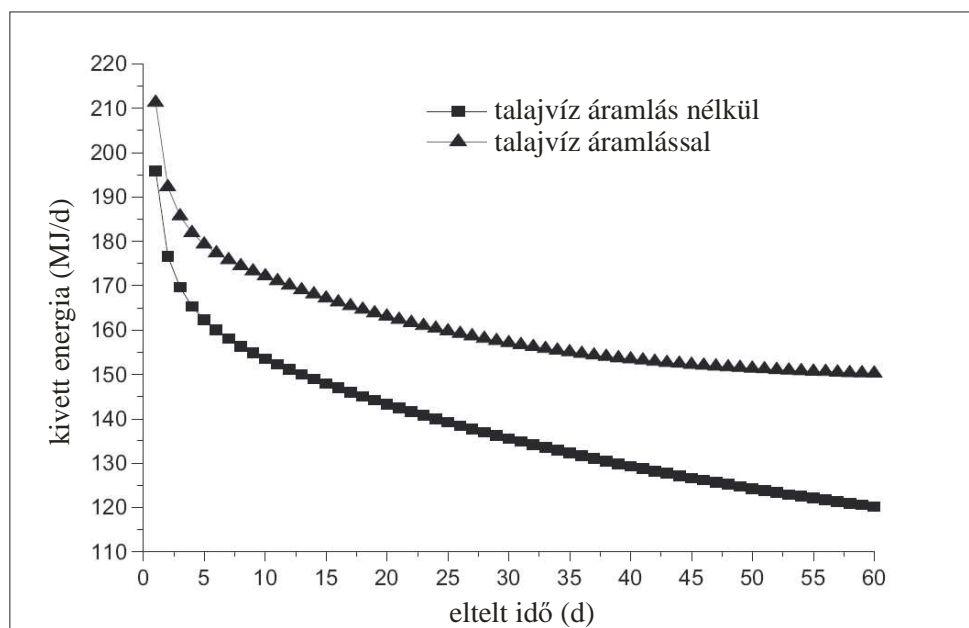
### 2.1. táblázat

<b>Különböző glikol- oldatok tulajdonságai</b>						
<b>Töménység</b>	<b>Oldat fagypontja</b>	<b>Sűrűség 50 °C- on</b>	<b>Sűrűség 100 °C- on</b>	<b>Fajhő 50 °C- on</b>	<b>Fajhő 100 °C- on</b>	<b>Térfogat változás 0°C és 100°C között</b>
<i>tf. %</i>	<i>°C</i>	<i>kg/dm<sup>3</sup></i>	<i>kg/dm<sup>3</sup></i>	<i>kcal/kg</i>	<i>kcal/kg</i>	<i>%</i>
6	0	0,988	0,958	0,998	1,007	4,33
10	-3,89	1,022	0,970	0,97	0,98	5
20	-8,89	1,033	0,980	0,95	0,96	5,4
30	-15,6	1,048	0,991	0,92	0,93	5,6
40	-23,4	1,062	1	0,87	0,90	6,2
50	-35,5	1,076	1,01	0,83	0,86	6,5

A második módszer során, egy olyan táblázatot veszünk alapul, ami adott talajhőmérséklet és csőtípus esetén megadja az ajánlott szondahosszt. Ezután meghatározzuk a területen várható képződmény hővezető képességét, majd az alaptáblázat értékeit ennek megfelelően korrigáljuk (2.3. melléklet). Ez a módszer, bár jobban figyelembe veszi a helyi körülményeket szintén nagy bizonytalansággal terhelt.

Ennek okai:

- A szonda menti hőmérséklet becsült átlagát használja föl, ez azonban a mélységgel változik
- A földtani környezet hővezető képessége szintén becsült és átlagolt érték
- A rétegzettséget nem veszi figyelembe
- A talajvíz áramlással egyáltalán nem, a telítettséggel pedig csak részben számol, ami hosszú idejű működés esetén hatalmas tévedési lehetőségeket von maga után (2.9. ábra).



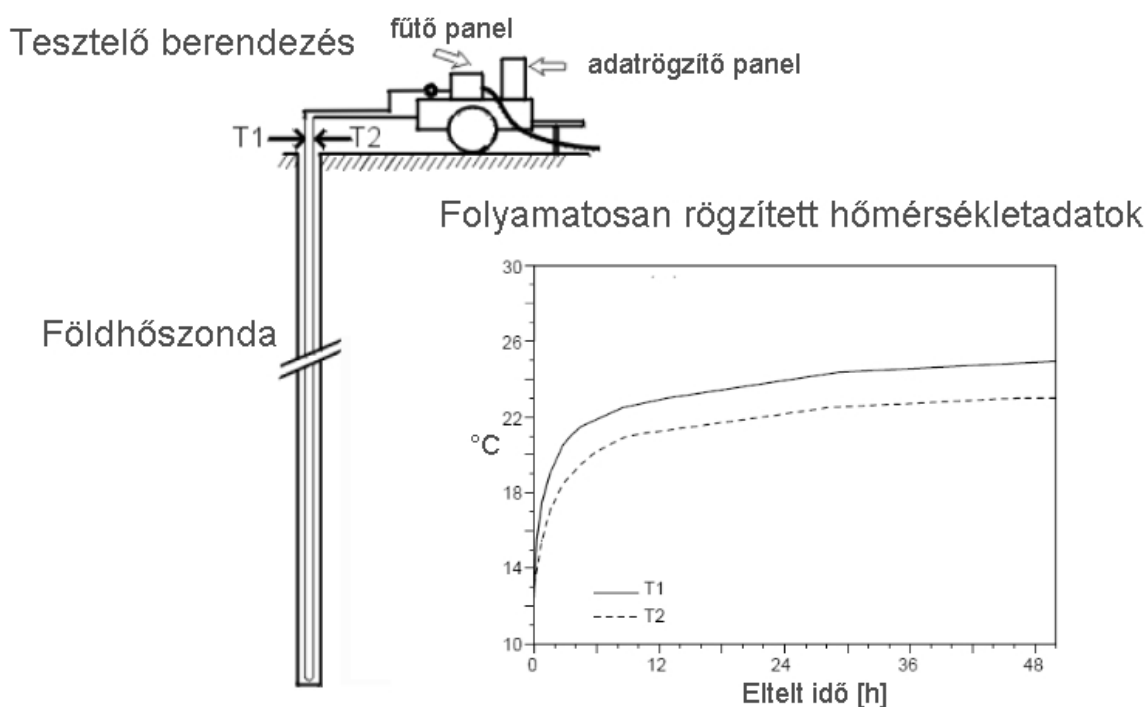
2.9. ábra Földhőszonda teljesítmény különbsége talajvízáramlás esetén és talajvízáramlás nélkül (Rui et al., 2006)

### 2.2.3. Szondaszám és geometria meghatározása 30 kW teljesítményigény feletti rendszerekben

Nagyobb rendszerek esetén az előzetes becslési eljárással számított szondahossz és az ezek alapján meghatározott szondaszám 25-40% hibalehetőséget is rejthet a helyi földtani viszonyok függvényében. Ezért a hazai gyakorlat szerint, földtani felépítés és a vízföldtani viszonyok pontosabb megismerése céljából, a helyszínen próbafúrás létesül. A fúrási törmelék mintáin hővezetési és hidraulikus vezetőképesség vizsgálatokat, a fúrólyukban geofizikai szelvényezést végeznek, majd földhőszonda kerül beépítésre, amelyen „in situ” szondateszt (Thermal Response Test) mérés történik.

#### 2.2.3.1. A szondateszt (TRT)

A szondateszt során a tesztelő berendezést hidraulikusan összekötjük földhőszondával. A zárt rendszerben víz kering, melyet meghatározott hő teljesítménnyel fűtünk (2.10. ábra).



2.10. ábra Szondatesztnél alkalmazott tesztelő berendezés, és az előremenő/visszatérő hőmérsékletadatok a teszt során (Marcotte et al., 2008)

Ez a hő a földhőszondán keresztül a földtani környezet felé áramlik. A mérés során rögzítjük az előremenő és visszatérő hőmérsékleteket, valamint a tömegáramot. A hőmérsékletváltozás a földtani környezet tulajdonságaitól, különösen a hővezetési képességétől és az eltelt időtől függ. A teszt során regisztrálni kell a külső hőmérsékletet és a fűtési teljesítményt. A szondateszt eredményeinek kiértékelését a Kelvin-vonalforrás módszerrel végezzük, melynek megoldása szolgáltatja az ekvivalens hővezetőképességet ( $\lambda$ ) és a fúróluk termális ellenállását. A módszerrel meghatározott ekvivalens hővezetőképesség érték ( $\lambda$ ) tükrözi a közet formációban lévő konduktív és a konvektív hővezetést is.

#### 2.2.3.2. A szondateszt kiértékelése (Kelvin-vonalforrás módszerrel)

A szondateszt kiértékelési módszere a Kelvin-vonalforrás módszer megoldásán alapul. Pontszerű folyamatosan működő hőforrás környezetében a hőmérsékletváltozás, az eltelt idő és a forrástól való távolság függvényében (ebben az esetben a szondától való távolság) a következő összefüggés alapján számítható (Hart et al. 1986):

$$\Delta T(r, t) = \frac{Q}{L \cdot 4 \cdot \pi \cdot \lambda} \cdot \int_{r^2/4\kappa t}^{\infty} \frac{e^{-u}}{u} \cdot du = \frac{Q}{L \cdot 4 \cdot \pi \cdot \lambda} \cdot E_1\left(\frac{r^2}{4\kappa t}\right) \quad (2.3)$$

Amennyiben:

$$\frac{r^2}{4\kappa t} \geq 5 \quad \text{Az integrál a következő formában írható: } E_1\left(\frac{r^2}{4\kappa t}\right) = \ln\left(\frac{4\kappa t}{r^2}\right) - \theta \quad (2.4)$$

Ez azt jelenti, hogy amikor a hőmérsékletnövekedés eléri a fűrólyuk átmérőjét, a módszer pontossága megnő (Roth, 2004).

A szondateszt során mért paraméterek:

-  $T_0$ , a zavartalan talajhőmérséklet, melyet a teszt előtt, fűtés ráadása nélkül keringetett folyadékhőmérséklettel tekintünk egyenlőnek

-  $T_m(t) \approx T_f(t) = \frac{T_{in}(t) + T_{out}(t)}{2}$ , az előremenő és visszatérő ág pillanatnyi hőmérséklete. A módszer során tulajdonképpen a csőhálózatban keringő folyadék átlaghőmérsékletével számolunk, és azt feltételezzük, hogy az megegyezik a folyadékhőmérséklettel.

-  $\frac{Q}{L}$ , a konstans teljesítménynek, mellyel a vizet melegítjük, és a fűrólyuk hosszának hányadosa

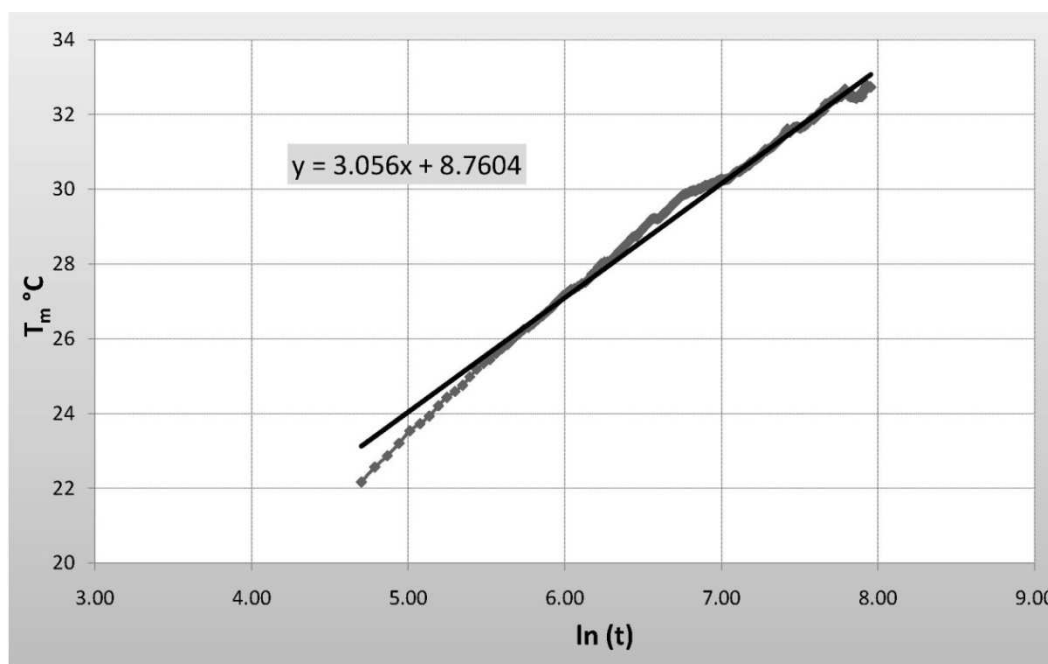
Az elméletileg meghatározott folyadékhőmérséklet, a zavartalan talajhőmérséklet, a hőmérsékletváltozás, és a méterenként betáplált hőmennyiséggel arányos fűrólyuk termális ellenállásának összegével egyenlő:

$$T_f(t) = T_0 + \Delta T(r_b, t) + \frac{Q}{L} \cdot R_b = T_0 + \frac{Q}{L \cdot 4 \cdot \pi \cdot \lambda} \cdot \left( \ln\left(\frac{4\kappa t}{r^2}\right) - \theta \right) + \frac{Q}{L} \cdot R_b \quad (2.5)$$

Ennek az egyenletnek a megoldása szolgáltatja az ekvivalens hővezetőképességet ( $\lambda$ ) és a fűrólyuk termális ellenállását ( $R_b$ ). Mivel a 2.5. egyenlet 2 ismeretlent tartalmaz, megoldásához írjuk fel lineáris formában:

$$T_f(t) = k \cdot \ln(t) + m \quad (2.6)$$

Ahol  $k$  és  $m$  konstansok. A 2.6. egyenletben a  $k$  konstans meghatározható a mért  $T_m(t)$ , hőmérséklet és az eltelt idő logaritmusát ábrázolva, a függvény meredekségéből (2.11. ábra).  $\lambda$ -át az 2.5. egyenletbe visszahelyettesítve megkapjuk  $R_b$ -t.



2.11. ábra A 2.5. egyenletet rendezve egy egyenes egyenletét kapjuk, melynek meredekségéből  $\lambda$  kiszámítható

### 2.2.3.3. A szondatesztel meghatározott termális paraméterek felhasználása a szondaszám és az elrendezés kialakításához

A szükséges szondaszám és geometria szoftveres megtervezéséhez a szondatesztel meghatározott termális paramétereket használják. A legelterjedtebb szoftver az EED, mely segítségével meghatározható a szükséges földhőszonda hossz, a szondák közötti távolság, mélység és elrendezés, valamint a földhőszondában keringetett hőhordozó közeg hőmérsékletének lefutása az előre beállított idő függvényében. Az EED szoftver csomagot a Justus-Liebig Egyetem és a svéd Lund Egyetem Matematika-fizika kara közösen fejlesztette ki (Hellström et. al., 1997). Szoftverben felhasznált algoritmusok, modell és paraméter tanulmányokból lettek levezetve egy analitikus megoldást eredményezve. A szondaszám meghatározásához a program g-funkciókat használ, melyet automatikusan számol számos földhőszonda mintázatt és geometria esetén. (Geort, 2010).

#### **2.2.3.4. A szondateszt kiértékelése során alkalmazott közelítések és ezek hatásai**

A szondateszt kiértékelése számos közelítésen alapul (Cuiet al., 2008, Marcotte et al., 2009, Zhanchini et al., 2010)

- A 2.4. és 2.5. egyenletek csak abban az esetben érvényesek, ha  $\Delta t$  elég nagy, a gyakorlatban, ez azt jelenti, hogy a szondateszt során legalább 15h mérésidő szükséges
- A tömedékelő anyag kiterjedését végtelennek tekintjük, a szondát, pedig egy végtelen kiterjedésű vonal menti hőkibocsátónak
- Feltételezzük, hogy  $T_m$  és  $T_f$  egyenlők. Ez azonban csak abban az esetben igaz, ha a hőfluxus a cső mentén végig konstans, ami nyilvánvalóan, csak nagyon speciális esetben érvényes
- Hosszabb szondák esetén  $T_0$ , a zavartalan talajhőmérséklet, a mélységgel változik
- Mivel már a hővezetési tényező meghatározása is bizonytalanságokkal terhelt, az ebből meghatározott fúróluk termális ellenállás megbízhatósága még rosszabb.

Mivel a szondateszt szolgáltatott értékek használatosak a számítógépes rendszerrel (EED) történő tervezés során, így ezek a közelítések gyakran okozzák a rendszerek felülméretezését, ami megnöveli a beruházás költségeit. Ennek elkerülése miatt szükséges a földhőszonda és környezete közötti hőátadási folyamatok numerikus szimulációja. A következőkben áttekintem azokat a fizikai folyamatokat, amelyek meghatározzák a hőterjedést földhőszondákban és a körülöttük lévő földtani közegekben, majd bemutatom a hőterjedés vizsgálatának lehetőségeit analitikus és numerikus módszerek segítségével.

### **2.3.A hőterjedés törvényszerűségei**

A hőterjedésnek három különböző formáját ismerjük. Ezek a hővezetés (kondukció), hőáramlás (konvekció) és hősugárzás (radiáció). Hővezetés során az adott test egymással közvetlenül érintkező elemi részecskéi adják át egymásnak a hőt. A szilárd testekben a hő általában hővezetés útján terjed. Hőáramlás során a hő a fluidum makroszkopikus részeinek áramlása, helyváltoztató mozgása következtében terjed. Megkülönböztetünk természetes,

vagy szabad konvekciót - amikor a közeg mozgását a különböző hőmérsékletű helyek között kialakuló sűrűség különbség hozza létre - illetve kényszerkonvekciót, amikor a fluidumot külső behatással kényszerítjük mozgásra. Hőszugárzás során a hő a sugárzó test molekuláinak vagy atomjainak hőmozgása következtében kibocsátott különböző hullámhosszú elektromágneses rezgések formájában terjed. A valóságban a hőátmenet egyes formái külön-külön ritkán fordulnak elő, e folyamatok egyidejűleg vannak jelen (Völgyesi, 2002.).

### **2.3.1. A hőátadás alapegyenlete 3D porózus közegben**

Hőtranszport modellezés célja kiszámolni a felszín alatti közeg hőmérséklet eloszlását és a hőmérsékletek térbeli alakulásának változását. Ez matematikailag a hőátadás alapegyenletének megoldását jelenti, mely magában foglalja a konduktív, konvektív és radiációs hőátadást, akár stabil (permanens), akár átmeneti (tranziens) állapotban. A következőkben a 3 D -s porózus közeg hőátadásának alapegyenletét írjuk le.

#### **2.3.1.1. Konduktív hőátadás**

A térben és időben változó hőmérsékletmező leírható a termodinamika első és második főtétele és a Fourier-törvény alapján.

A Fourier-törvény kimondja, hogy egymástól  $dx$  távolságban lévő rétegek között a konduktíval átadott hőmennyiség egyenesen arányos a hőmérsékleti gradienssel, a hővezetési tényezővel, és azzal a keresztmetszettel amin a hőátadás megvalósul:

$$Q = -\lambda \cdot S \cdot \frac{dT}{dx} \quad (2.7)$$

Ez a törvény analógiát mutat a hidrogeológiában és a konvektív hőtranszport modellezés során szintén fontos szerepet játszó Darcy - törvénnyel, ahol egy porózus közeggel kitöltött hengerben az egységnyi idő alatt átáramló vízmennyiség egyenesen arányos a szivárgási tényezővel, a henger keresztmetszetével, és a hidraulikus gradienssel.

A hővezetési tényező ( $\lambda$ ) skalármennyiség, a test hővezető-képességére jellemző szám. Számérték szerint megadja az izotermikus felületre merőleges  $1\text{ m}$  vastagságú réteg,

egységnyi felületén,  $1\text{ K}$  hőmérséklet-különbség hatására az időegység alatt átáramlott hőmennyiséget.

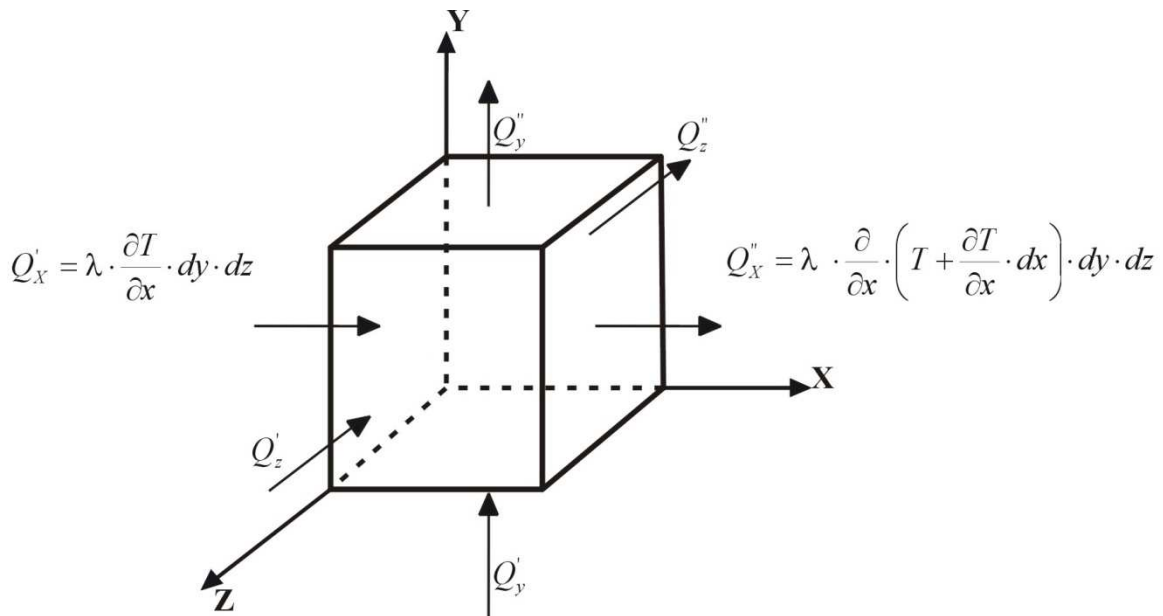
$$\lambda = \frac{Q}{S \cdot \text{grad}T} \quad (2.8)$$

Porózus közetek esetén, a hővezetési tényező két részből tevődik össze, egyrészt áll a szilárd közetváz hővezetési tényezőjéből ( $\lambda_s$ ), másrészt pedig a pórust kitöltő folyadék hővezetési tényezőjéből ( $\lambda_w$ ). A hővezetési tényező eredő értéke, a porozitástól ( $n$ ) függ.

$$\lambda = (1-n) \cdot \lambda_s + n \cdot \lambda_w \quad (2.9)$$

A termodinamika első főtétele kimondja, hogy a rendszerrel közölt energia egyenlő a belső energia növekedésével és a rendszer által végzett munka összegével; másképpen megfogalmazva a testtel közölt hő mennyisége egyenlő a test entalpiájának változásával.

Vegyük az 2.12. ábrán látható,  $dx, dy, dz$  oldalú, szilárd anyagban található elemi térfogati hasábot, és számoljuk ki a ki és beáramló hőmennyiségek összegét.



2.12. ábra Egy elemi térfogati testen  $X$  irányban átáramló hőmennyiség

A Fourier - törvény szerint az  $x$  tengely irányában, a  $dz \cdot dy$  felületen, melynek hőmérséklete  $T$ , az elemi térrészbe beáramló hőmennyiség:



$$Q'_x = \lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \cdot dy \cdot dz \quad (2.10)$$

Mivel a hőmérsékleti gradiens a tételemben helyileg változik. A bekövetkezett változás  $dx$  út alatt:

$$T + \frac{\partial T}{\partial x} \cdot dx \quad (2.11)$$

Ugyanezen tengely mentén a térfogatelemből kiáramló hőmennyiség:

$$Q''_x = \lambda \cdot \frac{\partial}{\partial x} \cdot \left( T + \frac{\partial T}{\partial x} \cdot dx \right) \cdot dy \cdot dz \quad (2.12)$$

A térfogatelemben  $x$  irányban felhalmozódott hőmennyiség:

$$dQ_x = Q'_x - Q''_x = -\lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \cdot dx \cdot dy \cdot dz \quad (2.13)$$

Az elemi hasámban felhalmozódott hőmennyiség felírható a hőkapacitás ( $c$ ) segítségével is. A hőkapacitás az anyagi minőségre jellemző fizikai mennyiség, ami megadja, az egységnyi tömegű anyag  $1^\circ\text{C}$ -kal való felmelegítéséhez szükséges hőmennyiséget.

$$dQ = c \cdot \rho \cdot V \cdot \frac{dT}{dt} \quad (2.14)$$

Porózus közetek esetén, a hőkapacitás két részből tevődik össze, egyrészt áll a szilárd közetváz hőkapacitásából ( $C_s$ ), másrészt pedig a pórust kitöltő folyadék hőkapacitásából ( $C_w$ )  
 ) A hőkapacitás eredő értéke, a porozitástól ( $n$ ) függ.

$$c = (1-n) \cdot c_s + n \cdot c_w \quad (2.15)$$

A  $\frac{dT}{dt} \rightarrow \frac{\partial T}{\partial t}$  határátmenetet figyelembe véve térfogategységben  $x$  irányban felhalmozódott hőmennyiség a fajhő segítségével fölírva:

$$c \cdot \rho \cdot V \cdot \left( \frac{\partial T}{\partial t} \right)_x = -\lambda \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} dx \cdot dy \cdot dz \cdot dt \quad (2.16)$$

Az egyenletet rendezve megkapjuk a hővezetés differenciálegyenletét egydimenziós esetre:

$$\left(\frac{\partial T}{\partial t}\right)_x = -\frac{\lambda}{c \cdot \rho} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (2.17)$$

Ahol,  $\kappa$  a **hődiffúzitási tényező**, ami jellemzi az egyenlőtlen hőmérséklet-eloszlású test hőmérséklet kiegyenlítődének sebességét.

$$\kappa = \frac{\lambda}{c \cdot \rho}; \quad (2.18)$$

Hasonlóképpen felírhatóak az y és z irányú hőmennyiségek:

$$\left(\frac{\partial T}{\partial t}\right)_y = \kappa \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}; \quad \left(\frac{\partial T}{\partial t}\right)_z = \kappa \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}; \quad (2.19)$$

A hővezetés differenciálegyenlete háromdimenziós esetre megadja az összefüggést a hőmérséklet időbeli és térbeli változásai között (Moran et al., 2003).

$$\left(\frac{\partial T}{\partial t}\right)_z = \kappa \cdot \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right) \quad (2.20)$$

### 2.3.1.2. Konvektív hőátadás

Hőáramlás során a hő a fluidum makroszkopikus részeinek áramlása, helyváltoztató mozgása következtében terjed, vagyis ilyenkor anyagáramlással járó energiatranszportról beszélünk. A konvektív hőátadás differenciál egyenletének levezetéséhez vegyünk egy elemi hasábot, melyet porózus közet tölt ki. A pórustérfogatban áramló folyadék hőmérsékletének teljes változása egyenlő, a tér egyik pontból a másik pontba való elmozdulása következtében fellépő hőmérsékletváltozással.

$$\left(\frac{\partial T}{\partial t}\right) = -\underline{u} \cdot \text{grad}T \quad (2.21)$$

Ahol  $u$  a folyadék sebességvektora. Tehát anizotróp porózus telített közegben a permanens vízmozgást a következő differenciál egyenlet írja le:

$$u_x \frac{\partial T}{\partial x} + u_y \frac{\partial T}{\partial y} + u_z \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (2.22)$$

### 2.3.1.3. A radiáció

Radiáció, vagy hőszugárzás útján hőenergia juthat egyik testről a másikra anélkül, hogy a testek közti teret anyag töltene ki, vagy hogy az anyagi közeg észrevehetően felmelegedne. A hő a sugárzó test molekuláinak vagy atomjainak hőmozgása következtében kibocsátott különböző hullámhosszú elektromágneses rezgések formájában terjed.

Hőtermelés (H) esetén az elemi hasámban a hőmennyiség:

$$dQ = H \cdot V \cdot t \quad (2.23)$$

Ahol H az egységnyi térfogatban egységnyi idő alatt termelt hőmennyiség. A hőkapacitásra vonatkozó összefüggést felhasználva felírható a hőmérséklet változása hőtermelés esetén

$$\left( \frac{\partial T}{\partial t} \right) = \frac{H}{\rho \cdot c} \quad (2.24)$$

### 2.3.1.4. A hőátadás alapegyenlete

Eddigiekben láttuk, hogy hogyan terjed a hő kondukcióval, konvekcióval és sugárzással. Most összegezzük, hogyan írható fel az adott elem teljes hőtartalmának megváltozása, azaz írjuk föl a hőátadás differenciál egyenletét.

Permanens esetben, a vizsgált térfogategység és környezet közötti hőforgalom nulla. Ilyenkor ugyan annyi hő áramlik ki a rendszerből amennyi be. Tehát a konvektív, konduktív és radiatív hőátadás összege egyenlő nulla.

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \left( u_x \frac{\partial T}{\partial x} + u_y \frac{\partial T}{\partial y} + u_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \frac{\lambda}{\rho \cdot c} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{H}{\rho \cdot c} = 0 \quad (2.25)$$

Tranziens esetben a térfogategység hőmennyiségének megváltozása  $\partial t$  idő alatt:

$$\frac{\partial T}{\partial t} \cdot \rho \cdot c = \rho \cdot c \cdot \left( u_x \frac{\partial T}{\partial x} + u_y \frac{\partial T}{\partial y} + u_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \lambda \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + H \quad (2.26)$$

Ha tehát ismert a testben a hőmérséklet eloszlás  $t=0$  pillanatban (kezdeti feltétel), továbbá a test határfelületén a környezettel való hőcserélődés mértéke (határfeltétel), akkor az egyenlet megoldása szolgáltatja a hőmérséklet eloszlást bármely későbbi időpillanatban (Al-Khoury, 2005).

### 2.3.2. Hőátadás csövekben és csövek felületén

A következőkben áttekintjük a földhőszonda csőhálózata és a környezete közötti hőátadás alapegyenleteit.

A szilárd csőfelület és fluidum közti hőcserélődésnél, a folyadékot határoló felületen átjutó hőáram megegyezik a folyadékba időegység alatt bevezettet vagy onnan elvont hőmennyiséggel, melyet a következő egyenlettel közelíthetünk:

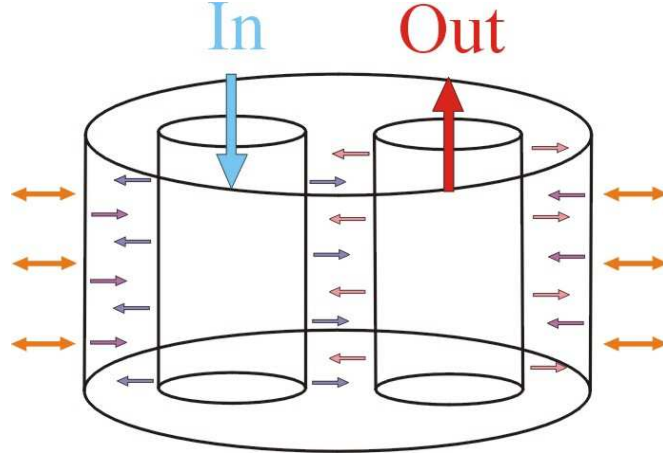
$$\frac{\partial p}{\partial z} dV = \alpha \cdot dA \cdot (T_g - T_{in}) \quad (2.27)$$

Ahol:  $T_g$  a tömedékelő anyag csővel érintkező felületének hőmérséklete,  $T_i$  az előremenő ág hőmérséklete,  $A$  az érintkező felületek nagysága,  $\alpha$  pedig a hőátadási tényező. A hőátadási tényező megadja, hogy  $1 \text{ m}^2$  hőátadó felületen,  $1 \text{ K}$  hőmérséklet különbség hatására mekkora hőáram alakul ki, illetve mennyi hő adódik át időegység alatt (Harmatha, 1982).

Vegyünk egy U-alakú földhőszonda  $dz$  vastagságú egységnyi szeletét. A szelet tartalmazza az előremenő ágot (i), a visszatérő ágot (o), és a tömedékelő anyagot. Az előremenő és visszatérő ágak hőt szállítanak vertikális irányban, és hőt adnak át horizontális irányban.

Az előremenő ág hőmérlege horizontális irányban, permanens esetben a következőképp írható föl:

$$\alpha_{io}(T_{in} - T_{out})dA + \alpha_{ig}(T_{in} - T_g)dA = \frac{\partial p_i}{\partial z} \cdot dV_i \quad (2.28)$$



2.13. ábra Egy egységnyi keresztmetszetű U –alakú szonda részei, és az egyes részek közötti hőforgalom

Az visszatérő ág horizontális hőmérlege pedig:

$$\alpha_{io}(T_{out} - T_{in})dA + \alpha_{og}(T_{out} - T_g)dA = \frac{\partial p_o}{\partial z} \cdot dV_o \quad (2.29)$$

A tömedékelő anyag horizontális hőmérlege:

$$\alpha_{ig}(T_g - T_{in})dA + \alpha_{og}(T_g - T_{out})dA = \frac{\partial p_o}{\partial z} \cdot dV_g \quad (2.30)$$

A vertikális irányban szállított hőmennyiség az előremenő ágban:

$$p_i = -\lambda_{ref} \cdot \frac{\partial T_i}{\partial z} + \rho_{ref} \cdot c_{ref} \cdot T_{in} \cdot \bar{U} \quad (2.31)$$

A visszatérő ágban pedig:

$$p_o = -\lambda_{ref} \cdot \frac{\partial T_{out}}{\partial z} + \rho_{ref} \cdot c_{ref} \cdot T_{out} \cdot \bar{U} \quad (2.32)$$

És a tömedékelő anyagban:

$$p_g = -\lambda_g \cdot \frac{\partial T_g}{\partial z} \quad (2.33)$$

Látható, hogy a vertikális irányú hőszállítás a csövekben konvektív és konduktív, a tömedékelő anyagban, pedig csak konvektív.

Feltételezve, hogy az előremenő és a visszatérő ágak nincsenek egymásra termális hatással, ekkor:  $\alpha_{io}=0$ .

Egyszerűsítve, a 2.28. és a 2.33. egyenleteket összevonva és rendezve megkapjuk, az előremenő ág teljes permanens hőmérsékletét:

$$-\lambda_{ref} \cdot \frac{\partial^2 T_i}{(\partial z)^2} + \rho_{ref} \cdot c_{ref} \cdot \bar{U} \cdot \frac{\partial T_i}{\partial z} V_i - \alpha_{ig} (T_i - T_g) dA = 0 \quad (2.34)$$

A visszatérő ág teljes hőmérsége 2.29. és a 2.32. egyenletekből:

$$-\lambda_{ref} \cdot \frac{\partial^2 T_o}{(\partial z)^2} + \rho_{ref} \cdot c_{ref} \cdot \bar{U} \cdot \frac{\partial T_o}{\partial z} V_o - \alpha_{og} (T_o - T_g) dA = 0 \quad (2.35)$$

A tömedékelő anyag teljes permanens hőmérsége 2.30. és a 2.33. egyenletekből:

$$-\lambda_g \cdot \frac{\partial^2 T_g}{(\partial z)^2} - \alpha_{ig} (T_g - T_i) dA - \alpha_{og} (T_g - T_o) dA = 0 \quad (2.36)$$

A fentebbi három differenciál egyenlet (2.34, 2.35, 2.36) leírja a teljes konduktív és konvektív hőtranszport folyamatokat egy 3D-s U-alakú földhőszondában és a tömedékelő anyagban. A tömedékelő anyag, mint közvetítő környezet fontos szerepet játszik. Bár a csövekben a konvektív hőtranszport folyamatok dominálnak, a konduktív folyamatok sem elhanyagolhatóak.

A furat és a földtani környezet közötti hőátadás alapegyenlete pedig:

$$-\lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial z} - \alpha_{gs} (T_g - T_0) dA_h = 0 \quad (2.37)$$

Az alábbi egyenletrendszer leírja a földhőszondában és a földhőszonda és a földtani környezet közötti hőterjedést (Al-Khoury, 2005).

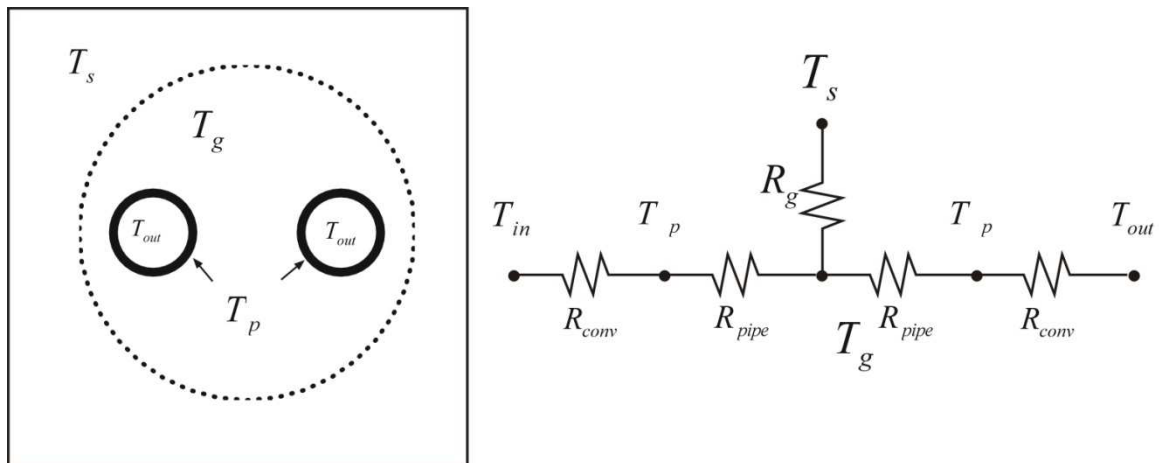
### 2.3.2.1. A hőátadási tényezők kiszámítása

A fenti egyenletek bevezetésével a konvekciós hőátadás számítását csak látszólagosan tettük egyszerűvé, mert a problémák összességét az  $\alpha$  tényező meghatározásába vittük át. Mivel a hőátadási tényező igen sok anyagi, áramlástani és termodinamikai tényezőtől, illetve ezek kölcsönhatásától függ, ezért szükséges az áramlás dinamikájának ismerete. Ehhez pedig a kísérleti úton meghatározott hasonlósági kritériumok használata szükséges (Lydersen, 1982).

Jelen esetben a cél kiszámítani:

- $\alpha_{lg}$  -t, az előremenő ág és a tömedékelő anyag közti hőátadási tényezőt
- $\alpha_{bg}$  -t, visszatérő ág és a tömedékelő anyag közti hőátadási tényezőt
- $\alpha_b$  -t, a furat és a földtani környezet közötti hőátadási tényezőt

A hővezetési tényezők kiszámításához bevezetjük a termikus ellenállást. Látható egy U – alakú földhőszonda termális ellenállása, a szonda egyes részei (előremenő cső, előremenő csőfal, visszatérő cső visszatérő csőfal, tömedékelő anyag, földtani környezet) által felvett hőmérsékleteinek függvényében.



2.14. ábra Egy U-alakú cső részei, és termikus ellenállásai

A termikus ellenállás kiszámítására többféle analitikus összefüggés létezik. Most áttekintjük az alapvetően használatban lévő két összefüggést:

### 1. A hőátadási tényezők kiszámítása Al-Khoury, 2005 alapján:

Szimmetrikus U- alakú cső feltételezése esetén:

$$\alpha_{ig} = \alpha_{og} = \frac{1}{R_{conv} + R_{pipe}} \quad (2.38)$$

Ahol:

$$R_{conv} = \frac{1}{r_0 / r_i \cdot \bar{h}} \quad (2.39)$$

$$\bar{h} = \frac{Nu \cdot \lambda_{ref}}{2 \cdot r_i} \quad (2.40)$$

$$Nu = 0.664 \cdot Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad \text{lamináris áramlás esetén} \quad (2.41)$$

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad \text{turbulens áramlás esetén} \quad (2.42)$$

$$Pr = \frac{c_{ref} \cdot \mu_{ref}}{\lambda_{ref}} \quad (2.43)$$

És:

$$R_{pipe} = \frac{r_0 \cdot \ln(r_0 / r_i)}{\lambda_p} \quad (2.44)$$

A furat és a földtani környezet közötti hőátadási tényező pedig:

$$\alpha_b = \frac{1}{2 \cdot R_{conv} + 2 \cdot R_{pipe} + R_g} \quad (2.45)$$

Ahol:



$$R_g = \frac{r \cdot \ln(r / \sqrt{r_i^2 + r_o^2})}{\lambda_g} \quad (2.46)$$

**2. A hőátadási tényezők kiszámítása Bernier, 2001 alapján:**

$$R_{conv} = \frac{1}{2\pi \cdot 2r \cdot h_d}, \quad (2.47)$$

Ahol a Dittius Boelter szabály alapján (Yavuzturk, 1999):

$$\overline{h_d} = \frac{0.023 \cdot \text{Re}^{0.8} \cdot \text{Re}^n \cdot \lambda_{ref}}{2 \cdot r_i} \quad (2.48)$$

n=0.3 hűtő módban, és n=0.35 fűtő módban.

És:

$$R_{pipe} = \frac{\ln(2 \cdot \frac{r_o}{r_i})}{4 \cdot \pi \cdot \lambda_p} \quad (2.49)$$

A furat és a földtani környezet közötti hőátadási tényező pedig:

$$\alpha_b = \frac{1}{R_{conv} + R_{pipe} + R_g} \quad (2.50)$$

Ahol:

$$R_g = \frac{1}{S_b \cdot \lambda_g} \quad (2.51)$$

És:

$$S_b = \beta_0 \left( \frac{2 \cdot r_b}{2 \cdot r_o} \right)^{\beta_1} \quad (2.52)$$

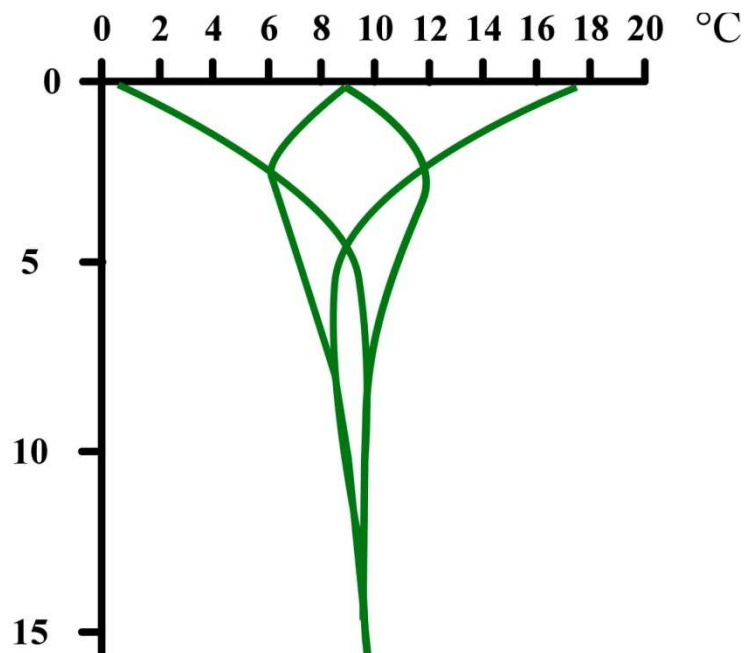
$\beta_0$  és  $\beta_1$  értékei a szonda előremenő és visszatérő szárának távolságától függ. Lehetséges értékeit a 2.4. melléklet tartalmazza.

## 2.4. Hőjelenségek zárt rendszerű hőszivattyúk földhőszondáinak környezetében

A következőkben megnézzük, hogy a fenti egyenletekkel leírható hőátadás milyen módon valósul meg a földtani környezetben, a földhőszondában, illetve a földhőszonda és a földtani környezet között.

### 2.4.1. A földtani környezet hőjelenségei

A felszín közeli rétegekben a hőátmenet radiációval történik a légkör irányából és kondukcióval a mélyebb rétegek felől. Mivel mennyiségileg a Napból sugárzással fölvetett hőmennyiség sokszorosa a mélyebb rétegekből felvett hőmennyiségnek, ezért a legfelső rétegek hőmérséklete évszakos ingadozást mutat. Ez az ingás Magyarországon 12 m mélységben egyenlítődik ki. A legfelső állandó hőmérsékletű zóna hőmérséklete 9-10 °C, ami a geotermikus gradiensnek megfelelően inntól kezdve nő.



2.15. ábra Vertikális hőmérséklet eloszlás az év folyamán a talaj felső 15 m-es sávjában (Völgyesi, 2002)

A Földkéreg hőmérséklete a mélységgel növekszik. Ezt a növekedést a geotermikus gradienssel jellemezhetjük. A növekedés oka a földi hőáram, melynek értéke Magyarországon átlagosan  $90 \text{ mW/m}^2$ . Ezen kívül léteznek olyan helyek a földkéregben, ahol a radioaktív elemek bomlása során keletkező sugárzás elnyelődése okoz hőtermelést (Völgyesi, 2002).

#### **2.4.2. Hőszállítás mechanizmusa a földhőszondák környezetében**

Fűtési módban a földhőszondában a hőszállítás folyama a következő lépcsőkön keresztül történik.

1. A földtani környezet, és a szondában keringő primer folyadék között lévő hőmérséklet különbség miatt hőáram indul meg a szonda felé.

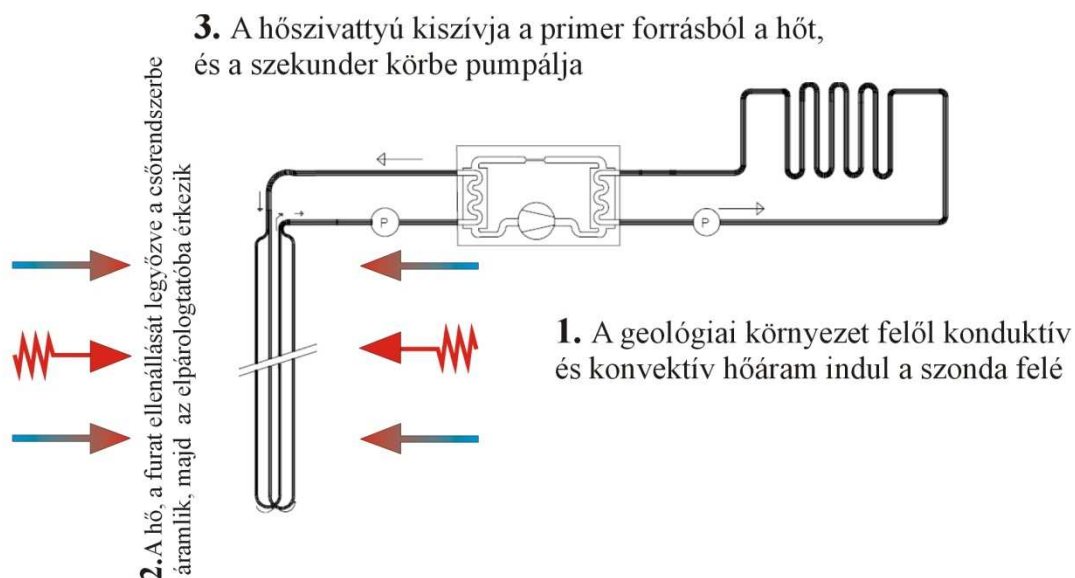
2. A hőáram az alábbi akadályokon keresztül érkezik meg a szondába ( $R_b$ ):

- A földtani környezet hőellenállása
- A tömedékelő anyag hőellenállása
- A csőfal konduktív hővezetése
- A csőfal és a hőszállító folyadék közötti hőátadás
- Konvektív és konduktív hőszállítás a primer folyadék turbulens áramlásai révén

3. A primer folyadékból a hőszivattyú kiszívja a hőt és átadja az épület fűtésére szolgáló szekunder fűtőfolyadéknak (Aermec, 2004).

#### **2.5. Talajszondák és környezetük hőjelenségeinek vizsgálati lehetőségei**

A hőátadás alapegyenletét mind analitikus, mind numerikus úton meg lehet oldani. Az analitikus megoldásokat az egyenlet integrálással való megoldásával kapjuk meg. Az integrálás csak néhány esetben és kizárólag úgy oldható meg, ha néhány közegjellemzőt vagy egyéb paramétert a teljes rendszerben állandónak tekintünk és kihasználjuk a megoldandó probléma speciális tulajdonságait, pl. hengerszimmetriáját vagy végtelen hosszúnak tételezzük fel a vizsgált létesítményt. Az analitikus megoldás eredménye matematikailag általában egzakt, ritkább esetben közelítő, pl. sorba fejtéses megoldás. Az analitikus megoldások jellemzője, hogy az eredmény egy explicit összefüggéssel meghatározható.



2.16. ábra Hőszállítás a földhőszondában és környezetében

A numerikus megoldások ezzel szemben matematikai szempontból közelítő megoldások. Lehetővé teszik, hogy a képződmény jellemzők tér és időbeli változásait figyelembe vegyük a megoldásoknál. A numerikus megoldások általában egy egyenletrendszer vagy mátrixegyenlet iteratív megoldására vezetnek vissza a vizsgált problémát. A megoldás nemcsak közelítő, hanem numerikus hibákkal is terhelt (Kovács, 2004).

### 2.5.1. Analitikus módszerek

Földhőszonda és földtani környezet hőátadási alapegyenleteinek analitikus megoldásai a Cylinder – forrás (Cylinder source), és a Kelvin – vonalforrás (Kelvin's line source) módszerek és azok továbbfejlesztései. Mindkét megoldás, a sugár irányú hőmérséklet eloszlást adja meg, az idő függvényében.

#### 2.5.1.1. A Kelvin-vonalforrás módszer

A módszert Ingersol et al. (1954), használta először. A földhőszondát egy olyan hosszú vonalként szemléli, amely végtelen kiterjedésű földtani környezetbe van ágyazva. A közelítésben a szonda méterenkénti egységnyi hőmennyiség kibocsátására vagy elnyelésére

alkalmas. A földtani környezetet homogénnek tekinti, és a kezdeti hőmérséklet eloszlás szintén állandó ( $T_0$ ). Kelvin-vonalforrás módszer Ingersol-féle megoldása:

$$\Delta T(r, t) = \frac{Q}{L \cdot 2 \cdot \pi \cdot \lambda} \cdot \int_{\frac{r}{2 \cdot \sqrt{\kappa \cdot t}}}^{\infty} \frac{e^{-u}}{u} \cdot du = \frac{Q}{L \cdot 2 \cdot \pi \cdot \lambda} \cdot E_1 \left( \frac{r}{2 \cdot \sqrt{\kappa \cdot (t-t')}} \right) \quad (2.44)$$

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

- Ha a földtani környezet inhomogénnek tekinthető
- A vékony csövek esetén ( $r < 20.4 \text{ mm}$ )
- A hőszivattyú tervezett működési ideje több óra és néhány nap között változik

A megoldás hibái:

- Csak permanens esetben alkalmazható
- Nem veszi kellően figyelembe a földtani körülményeket
- Nem alkalmas a megfelelő szondaszám meghatározására

A módszert Couvillion et al. 1986: továbbfejlesztette,  $r_\infty$  bevezetésével, ahol  $r_\infty$  a sugár irányú termális hatás kiterjedését jelenti.

$$r_\infty = 4 \cdot \sqrt{\kappa \cdot t} \quad (2.45)$$

A földtani környezet hőmérséklet eloszlása ezen a sugáron túl egyenlő  $T_0$ -val. Couvillion megoldását a 2.3. és a 2.4. egyenletekben már taglaltam, hiszen ez a megoldás használatos a szondatesztek kiértékelési metódusában.  $r_\infty$  kiszámítása lehetővé teszi, hogy gyorsan és egyszerűen kiszámoljuk a szondák hatástávolságát. A módszer alkalmazhatóságának korlátiról szintén ott tesztek említést.

#### 2.5.1.2. A Cilinder-forrás módszer

Carslaw and Jaeger, (1947), vezette be elsőként a cylinder-forrás módszert földhőszondák, és környezetük hőmérséklet eloszlásának jellemzésére. A módszer elve hasonló a Kelvin-

vonalforrás elvhez, azzal a különbséggel, hogy itt a kibocsátó, egy  $r$  sugarú hengerfelület. Feltételezzük, hogy a hőmennyiség kibocsátása/elnyelődése konstans.

$$\Delta T(r, t) = \frac{P}{\lambda} G(F_0, r / r_0) \quad (2.46)$$

Ahol:

$$F_0 = \frac{\kappa \cdot t}{r^2}, \quad (2.47)$$

G pedig az úgynevezett g-funkció:

$$G(F_0, r / r_0) = \int_{\delta}^{\sqrt{\delta^2+1}} \frac{\operatorname{erfc}(\theta \cdot z)}{\sqrt{z^2 - \delta^2}} \cdot dz - D_A - \int_{\delta}^{\sqrt{\delta^2+4}} \frac{\operatorname{erfc}(\theta \cdot z)}{\sqrt{z^2 - \delta^2}} \cdot dz - D_B \quad (2.48)$$

Ahol:  $D_A$  és  $D_B$  az  $\operatorname{erfc}$  -től függ, és adott mélységben ( $L$ ), és adott időben ( $t$ ), állandó.

Mivel ez a módszer is számos feltételezésen alapul, ráadásul a g-funkció kiszámítása is körülményes, ezért számos szerző, az analitikus módszerek numerikus számításokkal történő kiegészítését javasolja Eskilson (1987), Yavuzturk (1999), Dierch et al., (2009).

## 2.5.2. Numerikus módszerek

### 2.5.2.1. Véges elem, véges differencia módszer

A hőátadási folyamatok vizsgálatánál a legelterjedtebb numerikus módszerek a véges differencia és véges elem módszerek.

Véges differencia módszer során a modellezett teret tetszőleges darabszámú, de azonos eloszlású, egymással érintkező téglatest alakú elemekre bontjuk, a hőátadás alapegyenletét

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

A véges elem módszer, lehetővé teszi a modellezett tér tetszőleges alakú elemekre való felosztását. Az összekötő vonalak által határolt elemek nem oldalukkal hanem csomópontjukkal illeszkednek egymáshoz; az egyes elemek mentén a keresett attribútum értékét előre felvett paramétereket tartalmazó függvényekkel közelíti, majd a szomszédos elemek határai mentén valamilyen hibaelv alapján illeszti (lokális approximáció elve) (Kovács et al., 2004). A következőkben áttekintjük a földtani környezet numerikus hőtranszport modellezésének menetét, majd a földhőszondák numerikus modellezésének lehetőségeit

#### **2.5.2.2. A geológiai környezet numerikus modellezése**

A numerikus megoldások úgy közelítik a valós folyamatokat, hogy időbeli és térbeli szakaszolást alkalmaznak. Az egyes szakaszokon belül a számításhoz szükséges paramétereket állandónak tekintik, és ezzel válik lehetővé a megoldás.

A térbeli szakaszolás alatt a numerikus módszerek alkalmazásánál a vizsgált teret olyan elemekre bontjuk, melyeken belül az egyes közegjellemzők (pl. hővezetési tényező, porozitás, fajlagos hőkapacitás stb.) állandónak tekinthető. Az időbeli szakaszolást időlépcsőkre bontással oldjuk meg. Az időben történő változásokat olyan egységekre bontjuk, melyek alatt az időben változó tényezők (pl. a kutak hozama) állandónak, ritkább esetben lineárisan változónak tekinthetők (Kovács et al., 2004).

A következőkben megnézzük, hogy a hőátadás alapegyenletének numerikus megoldása hogyan történik a földtani környezet modellezésekor.

Első lépés, a modellezni kívánt térrész geometriai lehatárolása, és alegységekre bontása. Ez úgy történik, hogy olyan elemeket hozunk létre, melyekben a közegjellemzők értéke állandónak tekinthető, és az elemek közötti hőforgalom az oldalakon keresztül valósul meg (véges differencia módszer), vagy a hőforgalom az elemek csomópontjain keresztül történik (véges elem módszer).

Ha konvektív hőátadással is számolunk, alapfeladat a pórusfolyadék áramlási sebességének tisztázása, amihez először egy hidrodinamikai modellt kell építeni. Ennek lépéseire itt nem térek ki részletesebben. Ezután következik a modell felparaméterezése, azaz sorra vesszük az

alapegyenletben szereplő azon paramétereket, melyek a cellák közti végső hőforgalmat eredményezik.

A hővezetést alapvetően meghatározó paraméter, a közetre jellemző hődiffuzivitási tényező ( $\kappa$ ), ami egyenes arányos a szilárd anyag hővezetési tényezőjével ( $\lambda$ ), és fordítottan arányos  $c_m$  –mel, az-az a sűrűségének ( $\rho$ ) és fajhőjének szorzatával ( $c_s$ ). Az 2.2. táblázat mutatja a leggyakoribb kőzetek geotermikus paramétereit, melyek a hővezetési tényező és a fajhő hőmérsékletfüggő tulajdonsága miatt 20°C-os referencia hőmérsékletre értendők (Chaisson, 1999).

A hővezetési tényező kapcsolatára a hőmérséklettel Chaisson, (1999) nyomán a következőket állapíthatjuk meg:

$T < 400^\circ\text{C}$  esetén:

$$\lambda(T \leq 400^\circ\text{C}) = \frac{770}{350+T} + 0.07 \quad (2.49)$$

$T > 400^\circ\text{C}$  esetén:

$$\lambda(T \geq 400^\circ\text{C}) = \left( \frac{770}{350+T} + 0.07 \right) \cdot \left[ \left( \frac{\lambda(20^\circ\text{C})}{770} \right) - \left( \frac{\lambda(20^\circ\text{C})}{770} - 1 \right) \cdot \left( \frac{T-20}{400-20} \right) \right] \quad (2.50)$$

A hőkapacitás és hőmérséklet kapcsolatára kísérleti úton deríthetünk fényt. Általánosságban elmondható, hogy a kőzetek fajhőjének hőmérséklettől való függése az alábbi másodfokú függvény alakjában írható fel (Clauser, 2003):

$$c_s(T) = A_0 + A_1 \cdot T + A_2 \cdot T^2 \quad (2.51)$$

A változók legvalószínűbb értékeit a 2.3. táblázat tartalmazza.

Látható, hogy porózus kőzetek esetén az eredő hőkapacitás és fajhő a pórusokat kitöltő folyadékok és a kőzetváz értékeiből tevődik össze. Ezért meg kell határoznunk a pórusfolyadékra jellemző értékeket is, ami bár legtöbbször nem tiszta víz, a paraméterek értékeit, melyek a 2.4. táblázatban láthatóak, úgy vesszük, mintha tiszta vízzel számolnánk.



2.2. táblázat

<b>A leggyakoribb kőzetek hővezetését meghatározó paraméterek leggyakoribb értékei (szárazon mért)</b>			
<b>kőzet</b>	$\lambda \left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]$	$n[-]$	$c_m \left[ \frac{kJ}{m^3 \cdot K} \right]$
<b>kavics</b>	0,7-0,9	0,24-0,38	1400
<b>durva homok</b>	0,7-0,9	0,31-0,46	1400
<b>finomhomok</b>	0,7-0,9	0,26-0,53	1400
<b>homokkő</b>	1,2-2,4	0,34-0,61	2400-3300
<b>iszap</b>	0,85-1,1	0,34-0,6	3000-3600
<b>agyag</b>	1,5-3,3	0-0,2	2100-5500
<b>mészkö</b>	2,5-4,3	0,05-0,5	2100-5500
<b>karsztosodott mészkö</b>	2,3-6,5	0,05-0,3	2100-5000
<b>agyagpala</b>	1,5-3,5	0-0,1	2300-5500
<b>repedezett magmás és metamorf kőzetek</b>	2,5-6,6	0-0,1	2200
<b>tömör magmás és metamorf kőzetek</b>	2,5-6,6	0-0,05	2200

2.3. táblázat

<b>A hőkapacitás és hőmérséklet leggyakoribb kapcsolata</b>	
<b>Változó</b>	<b>Leggyakoribb érték</b>
<b>A<sub>0</sub></b>	700 - 800
<b>A<sub>1</sub></b>	1.4 - 2.2
<b>A<sub>2</sub></b>	-0.0033- -0.0016

## 2.4. táblázat

<b>A tiszta víz hővezetését meghatározó legfontosabb paraméterek értékei (CLAUSER, 2003)</b>			
<b>anyag</b>	$\lambda_h \left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]$	$\rho \left[ \frac{kg}{m^3} \right]$	$c_w \left[ \frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$
<b>tiszta víz</b>	0.61	998	4.179

A víz hővezetésének, és fajhőjének változása a hőmérséklet és nyomás emelkedésével nem olyan jelentős, mint azt a közeteknél láttuk.

## 2.5. táblázat).

## 2.5. táblázat

<b>A tiszta víz paramétereinek hőmérséklet/nyomás függése</b>			
<b>hőmérséklet/nyomás</b>	$[Pa \cdot s]$	$\lambda_h \left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]$	$c_w \left[ \frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$
<b>20°C / 1.013MPa</b>	0.001	0.6	4.187
<b>80°C / 19 MPa</b>	0.00036	0.67	4.154

Ezután definiálnunk kell a földi hőáramot és a felszín közeli rétegek hőmérsékleti viszonyait, amit peremfeltételként adhatunk meg. Ezen kívül peremfeltételre a modell szélein van szükség, mivel itt a vizsgált cellában (csomópontban) nem ismerjük a beáramló hőmennyiséget. A hőmennyiség definiálására több lehetőség van (Diersh, 2005).

Állandó hőmérsékletű perem (Dirichlet): adott cellába (csomópontba) mindig annyi hő áramlik be, vagy ki, hogy a hőmérséklet egy előre definiált értéket vegyen föl. Például a felszín közeli állandó hőmérsékletű zóna hőmérsékletét szoktuk ezzel megadni.

Állandó hőfluxusú perem (Neumann): adott cellába (csomópontba) egy előre megadott fluxus áramlik be vagy ki. Például a földi hőáramot szoktuk így definiálni.

Puha perem, (Cauchy) ahol a hőmérséklet átadódás egy kevésbé áteresztő réteg közbeiktatásával valósul meg (pl. falak, hőcserélők mentén).

Pontszerű perem, ahol általában egy kút, vagy forrás által képviselt hőmennyiség be és ki áramlását modellezzük (Diersh, 2005).

Ezen kívül, ha radioaktív elemeket tartalmazó kőzetek építik fel a modellezett területet definiálnunk kell a radioaktív bomlásból felszabaduló hőt a szilárd kőzetben és a pórufolyadékokban. A bomlás során olyan  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  sugarak keletkeznek, melyeknek elnyelődése során hő keletkezik. A hő mennyisége a jelenlévő radioaktív elemek mennyiségétől függ.

2.6. táblázat tartalmazza a leggyakoribb kőzetfajták radioaktív elemtartalmát, és általuk termelt hő mennyiségét (Völgyesi, 2002 nyomán).

2.6. táblázat

A kőzetek átlagos radioaktív elemtartalma és hőmérséklete				
kőzet	radioaktív elemtartalom			Hőtermelés $\left[10^{-11} \frac{W}{kg}\right]$
	10 <sup>6</sup> g elem/g kőzet			
	U	Th	K	
gránit	4	18	35000	94
diorit	2	7	18000	42
bazalt	0.8	3	8000	17
eklogit	0.04	0.2	1000	1.2
periodit	0.01	0.06	10	0.25

<b>dunit</b>	0.001	0.004	10	0.02
--------------	-------	-------	----	------

A következő feladat azoknak a paramétereknek a beállítása melyeken keresztül a folyamatok kapcsolódnak egymáshoz. Abban az esetben, ha konvektív és konduktív hőtranszport folyamatokat akarunk szimulálni, a következőket kell figyelembe vennünk: Mivel konvektív hőtranszport során ki kell számolnunk, a pórusfolyadék sebességét, ezért először egy hidrodinamikai modellt kell készítenünk. A hidrodinamikai potenciálra számos hőmérsékletfüggő fizikai paraméter hat. Amennyiben a számítás során változik a modell hőmérséklete, az visszacsatolásként hat a hidrodinamikára. Lehetőség van ezen hőmérsékletfüggő fizikai paraméterek konstansra állítására. Amennyiben a paraméterek bármelyikét nem állítjuk konstansra, a hőtranszport és folyadékáramlás szimuláció minden számítási lépésben hat egymásra.

Technikailag a számítás ilyenkor úgy történik, hogy első lépésként kiszámítjuk a szivárgás és hőterjedés alapegyenletét a kiindulási értékek alapján. A második lépésben a hőmérsékletfüggő paramétereket az újonnan kapott hőmérséklethez igazítjuk. Harmadik lépésben pedig újraszámítjuk a hidrodinamikai rezsimet az új értékek alapján. Mindezt addig ismételjük, amíg két lépés közötti hőmérsékletváltozás a konvergencia kritériumon belülre esik.

Mivel a szilárd anyagok hővezető képessége, ami a hővezetés alapegyenletében meghatározó paraméter, változik a hőmérséklettel, ezért minden alkalommal, amikor változik a hőmérséklet, a hővezető-képességet újra be kell állítani, majd ez alapján az értékeket újra kell számolni. Ezt a folyamatot hívják külső iterációnak.

Mindkét esetben, a külső és a belső iteráció esetén is meg kell adnunk azt a konvergencia küszöböt, aminél két számítási lépés közötti hőmérséklet különbségnek kisebbnek kell lennie (Clauser, 2003)

### **2.5.2.3. A földhőszonda numerikus modellezése**

A földhőszondák és környezetük hőeloszlásának számítása tisztán numerikus modellezéssel egy komplex, nehezen megoldható feladat. Ennek okai:

- A földhőszondában és a földtani környezetben eltérő fizikai folyamatok határozzák meg a hőterjedést.

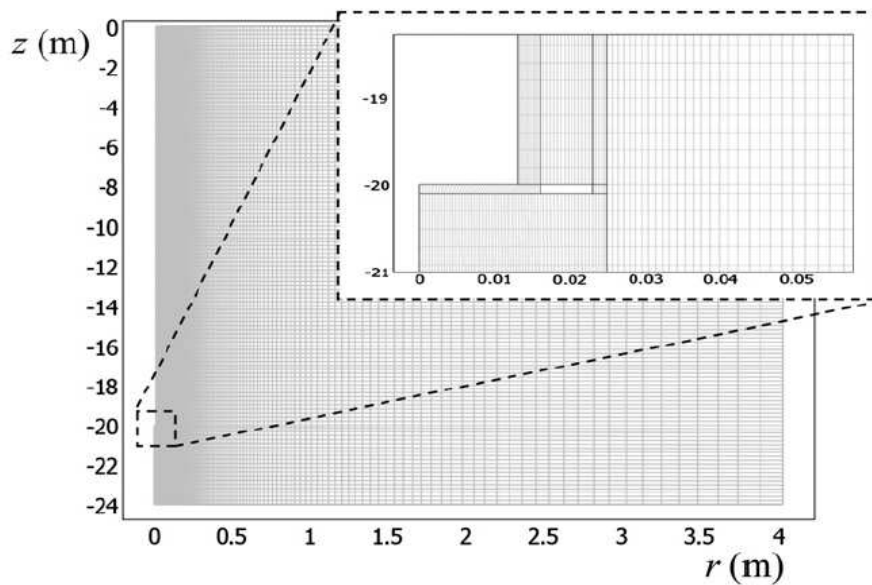
- A földhőszonda egyes elemeinek horizontális kiterjedése (pl. csőfal, cső belső rész néhány mm. Ebben a léptékben a hővezetést meghatározó paraméterek igen változatos értékeket vehetnek fel. Például, a csőben a szivárgási tényező közelít a végtelenhez, míg a csőfalban a nullához. A földtani környezetben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

#### **2.5.2.4. Földhőszondák és környezetük numerikus modellezése véges differencia módszerrel**

Véges differencia módszer során a fent említett geometriai és paraméter eloszlási aránytalanságok különösen sok komplikációhoz vezetnek, mivel a téglalap alapú hasábokkal az egymástól eltérő tulajdonságokkal rendelkező és ezért a modellben egymástól elhatárolandó térbeli testek csak nehezen követhetőek. További hátrány, hogy a háló lokálisan nem, vagy csak speciális technika alkalmazásával sűríthető, ami a modellalkotás és feldolgozás során számos kellemetlen következményhez vezethet. Az egymás melletti cellák szélességének radikális változtatását el kell kerülni, és hirtelen változó paraméter eloszlás esetén nagyarányú cellasűrítés szükséges a numerikus hibák kiküszöbölésének érdekében. Emiatt a cellák száma olyan radikális mértékben megnő, különösen a csőfalak környékén, hogy az a feladatot megoldhatatlanná teszi (2.17. ábra).

A tapasztalatok azt mutatják, hogy véges differencia módszerrel történő megoldás a földhőszonda szélsőséges geometriai egyszerűsítéseivel, felnagyításával vagy analitikus módszerek felhasználásával lehetséges (Al-Khoury, 2005).

A módszer jól használható abban az esetben, ha például a szondában, vagy a tömedékelő anyagban történő hőmérsékletmérést felhasználva szeretnénk a szondák hatástávolságát meghatározni különböző földtani környezetekben. Ilyenkor ugyanis nem szükséges a szonda véges differencia reprezentációja.



2.17. ábra Földhőszonda és környezetének véges differencia hálója (Zanchini, 2010)

#### 2.5.2.5. Földhőszondák és környezetük numerikus modellezése véges elem módszerrel

Mint említettem, a véges elem diszkretizáció során, a modellezni kívánt teret tetszőleges számú csomópontra, és az azokat összekötő vonalak által határolt elemekre osztjuk föl. Ezért a véges elem háló a földhőszondák geometriájára sokkal pontosabban ráilleszthető (2.18. ábra). Ennek ellenére, ha a földtani környezetet is reprezentálni szeretnénk, vagy több modell esetén, célszerű egyszerűsítések alkalmazása, hiszen a nagy elemszám szélsőségesen megnöveli a számításigényt.

#### 2.5.3. Hibrid módszerek

Az analitikus és numerikus módszerek áttekintése után láthatjuk, hogy a két módszer együttes alkalmazása célszerű. A hibrid módszerek során kihasználhatjuk mind az analitikus mind a numerikus módszerek előnyeit.

##### 2.5.3.1. Eskilson-féle hosszú távú hőeloszlás modell (Long Time-Step Temperature Response Factor Model)

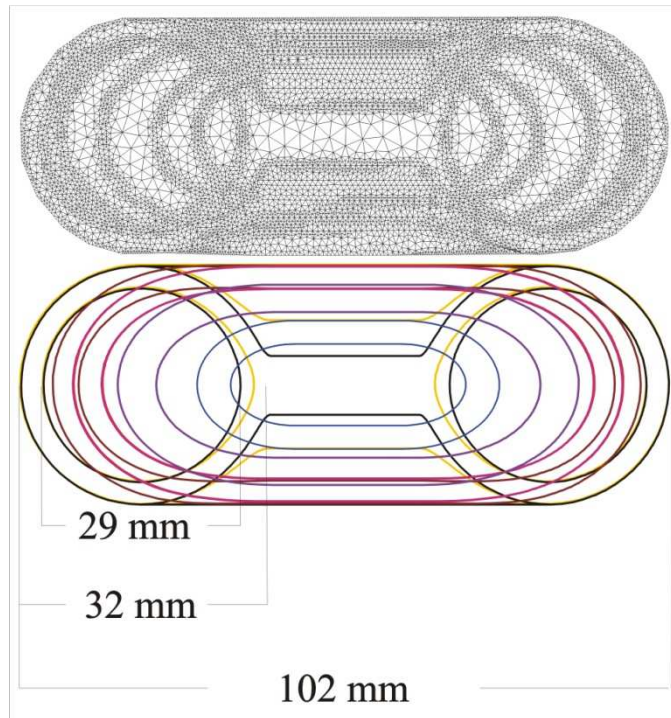
A legismertebb hibrid megoldást Esklison (1987) alkalmazta először. Esklison tranziens, 2 D-ös véges differencia modellt alkalmazott, mellyel 1 db U-alakú szondát vizsgált. Figyelembe vette a szonda körüli homogénnek tekintett földtani környezetet, de a csőfal, és a tömedékelő anyag termális tulajdonságait elhanyagolta. Esklison a szonda által egy permanensnek tekintett időlépcső alatt elnyelt/kibocsátott energiacsomagok összegével számolt, melyeket g-funkcióknak hívott. Az analitikusan meghatározott g-funkciók, és a földtani környezet hőmérséklet eloszlása,  $(T_0)$  adják a szonda felszínének hőmérséklet eloszlását  $(T_r)$ .

$$T_r = T_0 + \sum_{i=1}^n \frac{(p_i - p_{i-1})}{2\pi\lambda_s} g\left(\frac{t_n - t_{n-1}}{t_s}, \frac{r_b}{L}\right) \quad (2.52)$$

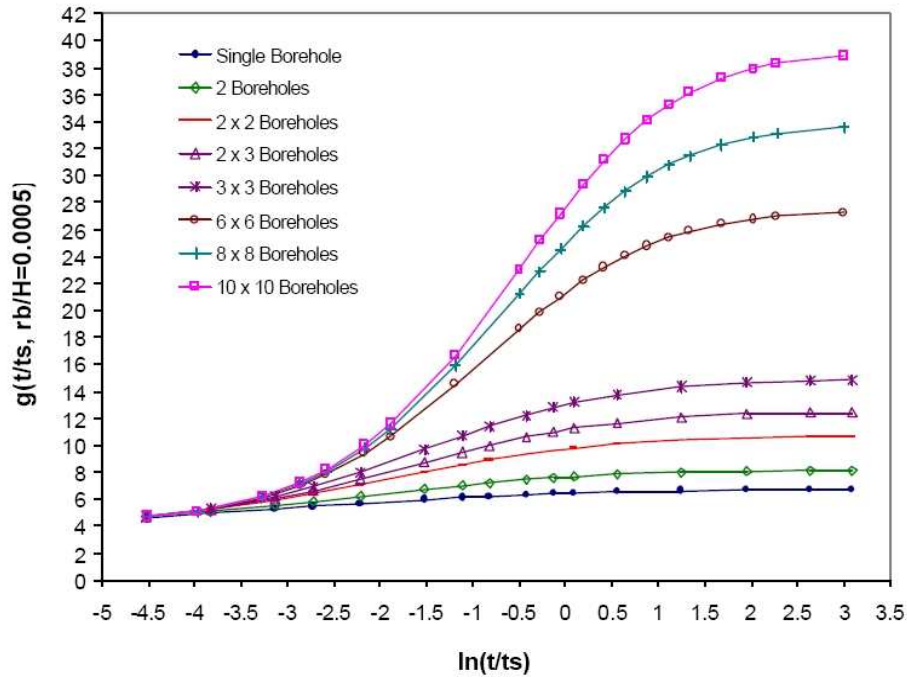
Ahol:

$$t_s = \frac{L^2}{9 \cdot \kappa} \quad (2.53)$$

Az Eskilson által meghatározott g-funkciók láthatóak a 2.19. ábrán, különböző számú szonda esetén, konstans furatátmérő és hossz figyelembe vételével.



2.18. ábra Földhőszonda U-alakú csőelemének véges-elem reprezentációja fölül nézetből



2.19. ábra Eskilson 1987-es modelljében meghatározott  $g$ -funkciók egy és több szonda esetén

A modell a szondát egy véges kiterjedésű vonal menti kibocsátóként/nyelőként közelíti, ami a korábbi analitikus megoldásokhoz képest előrelépés.

A modell legnagyobb hátránya, hogy a  $g$ -funkciók időbeli érvényessége:

$$t \geq \frac{5 \cdot r_b^2}{K} \quad (2.54)$$

Ami alapján legtöbb esetben a módszer 200 h folyamatos üzemelés esetén használható. Ez erősen korlátozza a módszer alkalmazhatóságát.

### 2.5.3.2. Yavuzturk-féle rövid távú hőeloszlás modell (Short Time-Step Temperature Response Factor Model)

Yavuzturk (1999), Eskilson modelljét továbbfejlesztette, hogy a számításokat rövidebb időintervallumra (néhány órás léptékűre) is alkalmazni lehessen. Véges –térfogat módszert alkalmazott, mellyel 1 db U-alakú szondát, és az azt körülvevő homogénnek tekintett földtani környezetet modellezte 2 dimenzióban. Modelljében kijelölt „cső cellákat”, melyek felületén minden időlépcsőben konstans hőmennyiség áramlik át. A cső belső falát pedig állandó



fluxusú peremként definiálta. A modell szélein, a zavartalan talajhőmérsékletnek megfelelő állandó hőmérsékletű peremet adott meg ( $T_0$ ).

Yavuzturk legjelentősebb fejlesztése abban állt, hogy számolt a szonda teljes termális ellenállásával, melyet analitikusan határozott meg. A cső belső falán átáramló hőfluxus arányos a szonda termális ellenállásának reciprokával ( $R_b$ ), és a két felület közti hőmérséklet különbséggel, valamint az érintkező felület nagyságával (lásd: 2.18. egyenlet).

Yavuzturk által meghatározott g-funkciók:

$$g\left(\frac{t}{t_s}, \frac{r_b}{L}\right) = \frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot [T_p - (R_b \cdot p) - T_0]}{p} \quad (2.55)$$

Ahol a szonda teljes termális ellenállásának meghatározása a 2.38-2.43 egyenletek alapján történik. Az Yavuzturk által használt g-funkciók érvényességi időtartománya pár percnél kezdődik.

Ezek a g-funkciók szintén Esklisonéhoz hasonlóan a szonda által egy permanensnek tekintett időlépcső alatt elnyelt/kibocsátott energiacsomagok összegével számolnak.

Bár Yavuzturk hibrid modellje már jobban alkalmazható mint Esklisoné, a modell két dimenziós voltából kifolyólag még számos egyszerűsítést tartalmaz, és nincs benne lehetőség a földtani környezet komplexebb tanulmányozására (úgy mint talajvíz áramlás hatásai, rétegzettség stb.).

#### **2.5.3.3. A véges-elem hálóba illesztett hőcserélő modell**

A földtani környezet komplexebb vizsgálati lehetőségeinek érdekében Diersch et al., (2009), fejlesztett egy, a FEFLOW® véges-elem módszerrel működő modellezési környezetbe ágyazott modult (BHE, Borehole Heat Exchanger modul). A modell a teljes szondát, egy 1 dimenziós diszkrét elemmel reprezentálja, amely a 3 dimenziós földtani környezetbe van ágyazva 2.20. ábra.

A diszkrét elem tetején, peremfeltételként megadott beáramló/kiáramló energia adódik át minden lejjebbi rétegbe, hiszen a cső hőt szállít vertikálisan. Mivel a cső hőt ad át horizontálisan a csőfalon keresztül, definiálni kell ezt a hőmennyiséget is ami a BHE elemből így távozik. Ez analitikusan történik, a szonda teljes termális ellenállásának figyelembe vételével.

A szonda teljes termális ellenállása U- alakú csőrendszer esetén:

$$R_b = 2 \cdot R_{conv} + 2 \cdot R_{pipe} + R_g \quad (2.56)$$

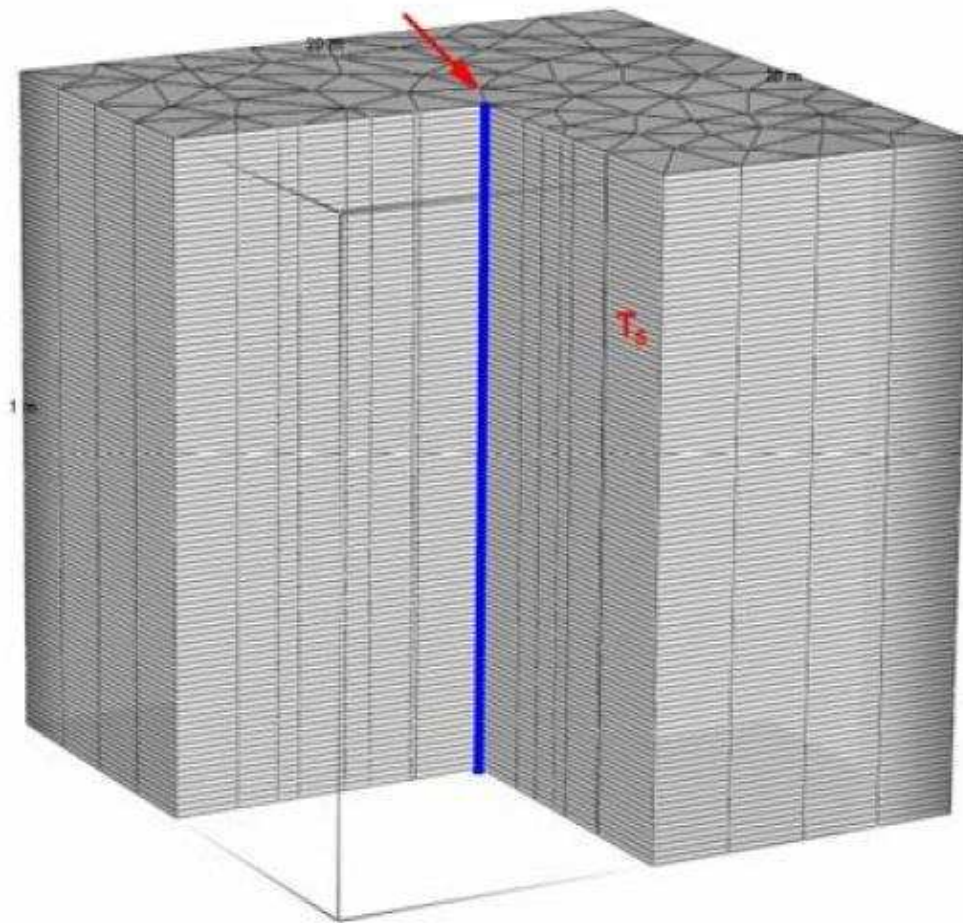
Ahol  $R_{pipe}$  a 2.35 egyenlet alapján,  $R_g$  a 2.37 egyenlet alapján számolandó  $R_{conv}$  pedig a 2.30. egyenlet alapján számolandó, azzal a különbséggel, hogy a 2.31. egyenletben Nu szám helyett  $Nu_k$ -val kell számolni, ahol:

$$Nu_k = 4.364 \quad (2.57)$$

A szonda teljes termális ellenállása U- alakú csőrendszer esetén:

$$R_b = 2 \cdot R_{conv} + 2 \cdot R_{pipe} + R_g \quad (2.56)$$

$$Nu_k = 4.364 \quad (2.57)$$



2.20. ábra A 3D földtani környezet és az 1 D földhőszonda véges elem reprezentációja

Ha lamináris az áramlás,  $Re < 2300$

$$Nu_k = \frac{(\sigma/8) \cdot Re \cdot Pr}{1 + 1.27\sqrt{\sigma/8} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{2r_i}{L} \right)^{2/3} \right] \quad (2.58)$$

Ha az áramlás teljesen turbulens,  $Re > 10^4$

$$Nu_k = (1 - \omega) \left\langle 49.371 + (1.615 \cdot Z^{1/3} - 0.7)^3 + \left[ \left( \frac{2}{1 + 22Pr} \right)^{1/6} \cdot Z^{1/2} \right]^3 \right\rangle^{1/3} + \omega \cdot \left\langle \frac{(0.0308/8) \cdot 10^4 \cdot Pr}{1 + 1.27 \sqrt{0.0308/8 \cdot (Pr^{2/3} - 1)}} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{2r_i}{L} \right)^{2/3} \right] \right\rangle \quad (2.59)$$

Ahol:

$$\sigma = (1.8 \lg Re - 1.5)^{-2} \quad (2.60)$$

$$\omega = \frac{Re - 2300}{10^4 - 2300} \quad (2.61)$$

$$Z = 2300 Pr \frac{2r_i}{L} \quad (2.62)$$

A modellel, a fent említett szimpla U-alakon kívül, még dupla U-alakú, és koaxiális csövek hőtranszport számítására van lehetőség.

Diersch modelljének előnye, hogy 3 dimenziós, és számítható sokféle geológiai és hidrogeológiai környezet hatása. Emellett az egyszerűsítésekkel lényegesen lecsökkenti a számítási igényt, valamint kikerüli a paraméterek szélsőséges eloszlását.

A modell hátrányai:

- Elhanyagolja a szonda lábai közötti termális egymásra hatást.
- Nem számol a szondában keringő folyadék hőmérséklet függő paramétereinek (viszkozitás, hőkapacitás) hőmérséklet függésével, amely a folyadék erős túlhűlése esetén jelentős lehet.
- Nincs lehetőség, a többféle (tripla U-alakú, W-alakú) csövek modellezésére.

### III. FÖLDHŐSZONDÁK MODELLEZÉSÉNEK DOLGOZATBAN HASZNÁLT MÓDSZERE

#### 3.1. Magányos szonda modellezése

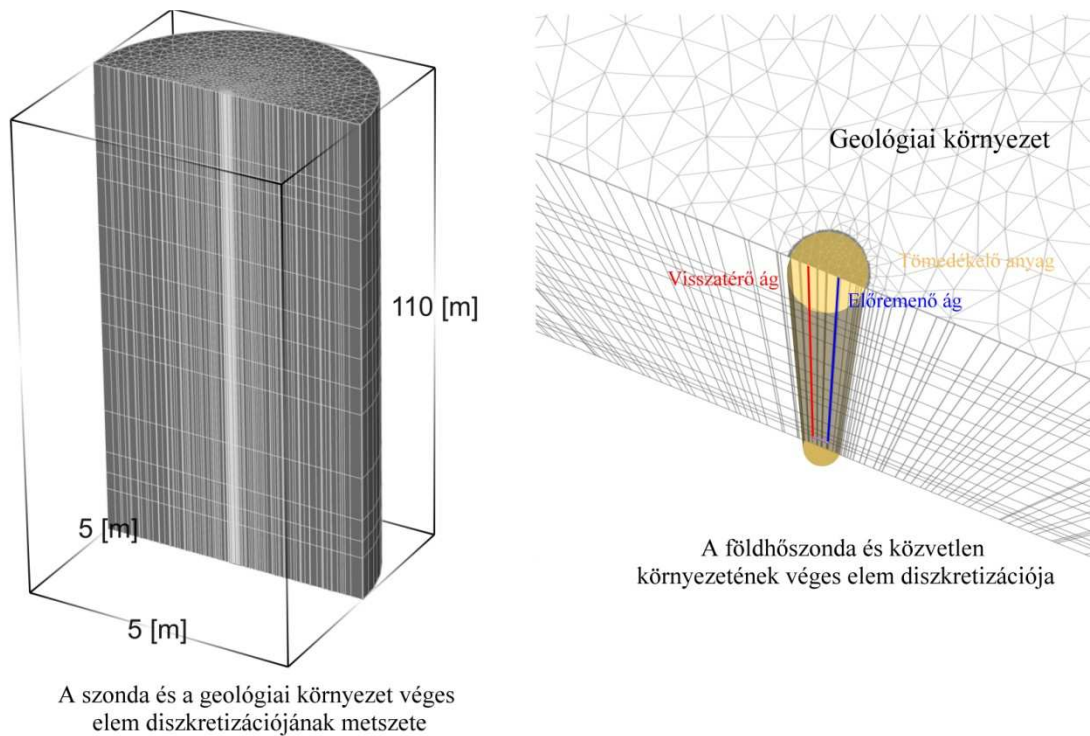
##### 3.1.1. A numerikus módszer és a modellgeometria kialakítása

A földhőszondák szimulációját a FEFLOW (Finite Element subsurface FLOW system) modellező program felhasználásával végeztem el. A FEFLOW program két- és háromdimenziós, véges elemű módszert (FEM – Finite Element Method) alkalmaz azon parciális differenciál egyenletek megoldására, amelyek a geológiai környezet szivárgáshidraulikai, tömegtranszport és hőtranszport folyamatait írják le.

A végeelem módszer a lokális közelítés elven alapul, ami azt jelenti, hogy az egyes, felvett elemek mentén a keresett mezőt vagy mezőket előre felvett paramétereket tartalmazó függvényekkel közelítjük. (Esetünkben nyomásszint, szivárgási sebesség vagy hőmérséklet vizsgálatát végezzük el.) A lokálisan felvett approximációs függvényeket azután a szomszédos elemek közös határai mentén valamilyen hibaelv alapján illesztjük, így végül a teljes vizsgált tartományra állítunk elő egy megfelelő rendben folytonos approximációs mezőt (Kovács et al., 2004).

Mivel a hőátadás alapegyenletének végeelem módszerrel történő megoldása megköveteli a modellezett tér tetszőleges számú csomópontra és az azokat összekötő vonalak által határolt elemekre történő felosztását, ezért első lépésként elvégeztem a modellezni kívánt terület végeelem diszkretizációját.

Egy szimpla 100 m-es mélységű U-alakú szondát és az azt körülvevő geológiai környezetet vettem figyelembe melyet, mivel az általános gyakorlat szerint a szondákat maximum 5 m távolságban szokták elhelyezni (Komlós, 2008), egy 5m átmérőjű hengerrel közelítettem. Az előremenő és visszatérő csöveket, illetve a szonda alján található U-alakú fordítót 1D-s vertikális elemmel (DFE) reprezentáltam. A csövek környezetében, és a tömedékelő anyagban az alkalmazott csomópontok számát megnöveltem, mivel ebben a régióban a paraméterek rövid szakaszon hirtelen változnak. Vertikálisan a modellezett területet 14 rétegre osztottam föl. A szonda alatti hőjelenségek figyelembe vétele érdekében számításba vettem a modell alatti kőzeteket 10 m vastagságban (3.1. ábra).



3.2. ábra A modellezett szimpla U-alakú szonda és a geológiai környezet végelemek reprezentációja

### 3.1.2. A csőrendszer modellezése

A tömedékelő anyagban elhelyezkedő csőrendszert 1D-s vertikális elemmel (DFE) reprezentáltam. Ez gyakorlatilag úgy történt, hogy minden rétegben kijelöltem és összekötöttem egymással azokat a csomópontokat, melyek az előremenő csövet, a visszatérő csövet reprezentálják, és egyetlen rétegben meghatároztam a fordító elemet.

A csőrendszer szerepe kettős. **Egyrészt hőt szállít vertikális** irányban. Ehhez a hőszállításhoz először meg kell tudni határozni a csőben keringő folyadék sebesség vektorát (lásd: 2.22. egyenlet). A folyadék sebességvektorát a Hagen-Poiseuille –törvény alapján határoztam meg (3.2. ábra):

$$\bar{U} = \frac{r_{hydr}}{2 \cdot \mu} \cdot \left( \frac{dm}{dz} - \rho \cdot g \right) \quad (3.1)$$

Ahol:

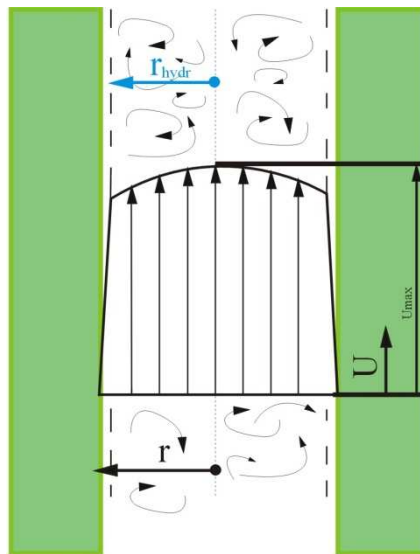
$$r_{hydr} = 1.224745 \cdot r \cdot \sqrt{\frac{f}{f_0}} \quad (3.2)$$

A hidraulikus sugár az a csőszög, amelyben a határrétegek kialakulása miatt a tényleges áramlás történik.

És  $\sqrt{\frac{f}{f_0}}$  korrekciós tényező melynek a tiszta víztől eltérő sűrűségű és viszkozitású munkaközeg esetén van jelentősége:

$$f = \frac{\rho \cdot g}{\mu} \quad (3.3)$$

$$f_0 = \frac{\rho_0 \cdot g_0}{\mu_0} = 7.55 \cdot 10^6 \quad (3.4)$$



### Hagen-Poiseuille Törvény

$$\bar{U} = \frac{r_{hydr}}{2 \cdot \mu} \cdot \left( \frac{dm}{dz} - \rho \cdot g \right)$$

3.2. ábra A szondában áramló folyadék részecskéinek sebességvektorát a Hagen-Poiseuille törvény alapján számoltam

A csőrendszer másik szerepe, hogy **hőt ad át, illetve vesz föl horizontális irányban**, melynek mértéke a csőfelület nagyságával, és a hőátadási tényezővel arányos (lásd: 2.20., 2.21. egyenletek). A hőátadási tényezőt a cső konvektív, és konduktív termális ellenállásából számítottam:

$$\alpha = \frac{1}{\frac{1}{r_0 / r_i \cdot \left( \frac{Nu \cdot \lambda_{ref}}{2 \cdot r_i} \right)} + \frac{r_0 \cdot \ln(r_0 / r_i)}{\lambda_p}} \quad (3.5)$$

Az ily módon analitikusan meghatározott hőátadási tényezőt a felületegységre jutó hőátadási tényező:

$$\alpha_{korr} = \alpha \cdot a \quad (3.6)$$

$$\lambda_{anizo} = \frac{\alpha_{korr}}{\lambda_g} \quad (3.7)$$

és a hővezetési tényezők anizotrópiáján keresztül definiáltam a csőcella és a környező cellák között.

### 3.1.3. Kiindulási feltételek, peremfeltételek és az alapadat rendszer kialakítása

Mivel a véges-elem modell tér- és időbeli határain a hőtranszport-mérleg néhány eleme meghatározatlan, ezek meghatározására perem- és kezdeti feltételeket szükséges alkalmazni.

Ahhoz, hogy az első időlépcső során a hőmennyiségek meghatározhatók legyenek, kezdeti feltételként a  $t_0$  időponthoz tartozó hőmérséklet és potenciál eloszlás-értékeket használjuk fel. Ezek után már minden  $t_i = t_{i-1} + \Delta t$  időlépcsőre felírható az egyenletrendszer, ahol  $i$  az időlépcső sorszáma.

A tesztmodell, amit az előzőekben leírt hibrid módszerrel építettem egy megvalósult beruházás szimulációjához készült. Szegeden, a Szegedi Tudományegyetem Mérnöki karának új épülete alá, az épület hűtési-fűtési szükségletét kielégítendő 24 db földhőszondát helyeztek el. A munkák 2010 áprilisában indultak és jelenleg a rendszer beüzemelése tart. Mivel a szondák kiépítése során több olyan mérés történt, melyek felhasználhatóak voltak a modell



ellenőrzésére, ezért ezt a beruházást választottam. Az adatokat a Geort Rt. bocsátotta rendelkezésemre. A helyszínt a szondák elhelyezésekor lásd 3.1. mellékletben.

### ***3.1.3.1. A geológiai és hidrogeológiai környezet felépítése***

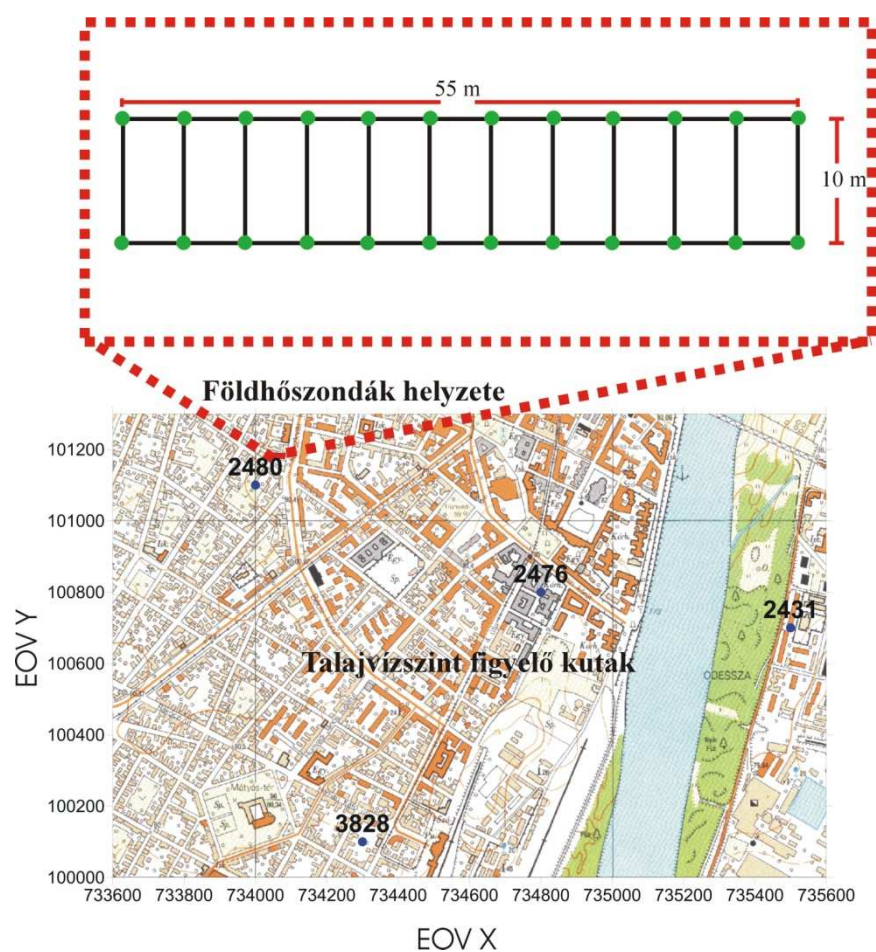
A geológiai környezet felépítésének modellezéséhez, és a kezdeti feltételek definiálásához előzetes földtani információkat a szondák elhelyezése során vett mintákat, a hidrogeológiai környezet modellezéséhez pedig a helyszíni megfigyeléseket, és a környező talajvízszint figyelő kutak vízszintadatait használtam föl.

Szeged, és tágabb térségének felszínét negyedidőszaki rétegek, főként újholocén folyóvízi üledékek és aleurolit takarják. Ezt igazolta a fúrási rétegsor, melyben agyagok homokok és iszapos homokok váltakoznak. A modell elsődleges vertikális felosztását ez alapján a rétegsor alapján készítettem el. A hőtranszport és szivárgáshidraulikai egyenletek megoldásához szükséges paramétereket a rétegsor alapján irodalmi adatokból határoztam meg (3.2. melléklet).

A definiálandó hidrogeológiai paraméterek, például telítettség és vízáramlás, a környező talajvízszint figyelő kutak adatai alapján adtam meg. A kutak elhelyezkedését, és a beruházás helyszínét a 3.3. ábra mutatja. Elmondható hogy a szondák telepítésének időszakában és a szondateszt mérésekor a nyugalmi vízszint nagyon magasan volt, úgyhogy a közeg teljesen telítettnek tekinthető (lásd 3.1. melléklet fotói). A szondateszt mérésekor gyenge talajvízáramlás is észlelhető volt (0.1 cm/km), ami egybevág a Geort Kft. mérési jegyzőkönyvével (Geort 2010).

### ***3.1.3.2. A szondák geometriája, és a munkaközeg összetétele***

A helyszínen 24 db egyenként 100 m mélységű U-alakú polietilén szondát helyeztek el, a 3.3. ábra szerinti elrendezésben. A fúrólukak átmérője 152 mm, melybe 40 mm-es külső átmérőjű, és 3.7 mm falvastagságú cső került. A tömedékelő anyag bentonitos cement, melynek hővezető képessége 1.16 W/mK (3.4. ábra). A csőfal hővezető képessége 0.42 W/mK. A modellben az 1D-s vertikális elemeket ennek megfelelően helyeztem el.

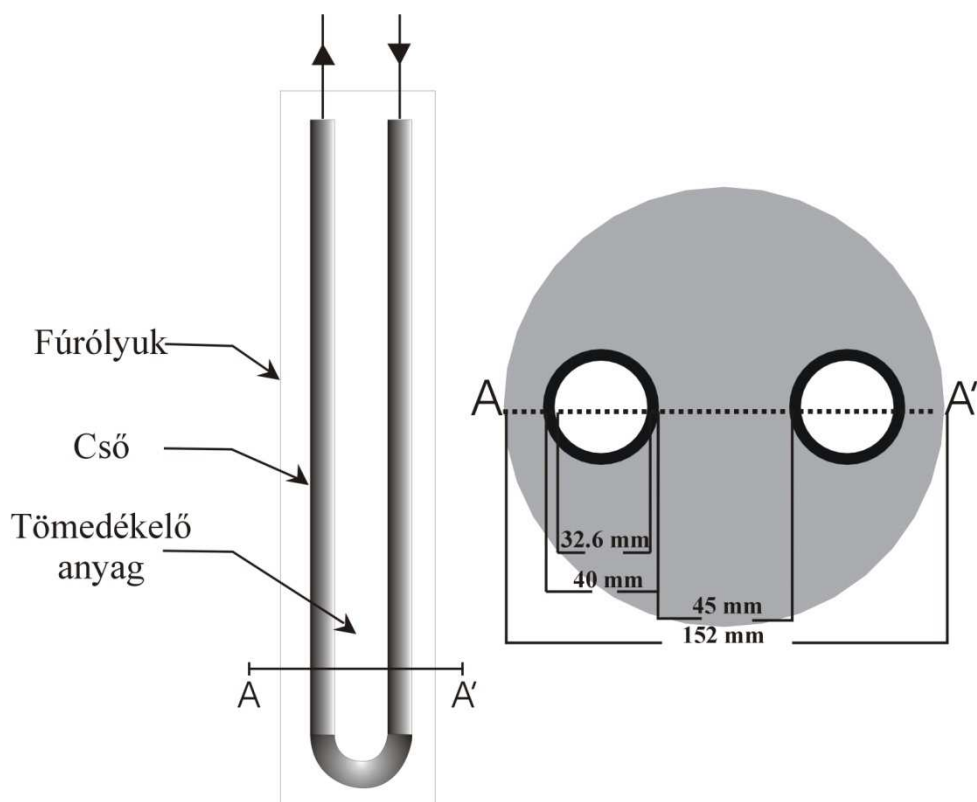


3.3.ábra A beruházás vázlatos helyszínrajza, és a környező talajvízszint figyelő kutak elhelyezkedése

A munkaközeg anyagi és termális tulajdonságait a 3.1. táblázatban foglaltam össze.

3.1. táblázat

A hőszállító folyadékanyagi és termális tulajdonságai						
anyag	$\lambda_h \left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]$	$\rho \left[ \frac{kg}{m^3} \right]$	$c_w \left[ \frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$	fagyáspont [°C]	$\mu$ [Pas]	$q$ $\left[ \frac{l}{s} \right]$
<b>20 t/t % etilénglikol</b>	0.48	1052	3.795	-14	0.0052	0,3



3.4.ábra A szondák geometriája hossz és keresztmetszeti nézetben

### 3.1.3.3. Peremfeltételek

A modellezett térrész határain a hőtranszport-mérleg hiányzó elemeinek pótlására, vagy ezen összetevők számítását lehetővé tevő peremfeltételre van szükség. (Mivel itt a vizsgált csomópontban nem ismerjük a beáramló hőmennyiséget).

Modellemben a 2.5.2 fejezetben leírt peremfeltétel típusokból a következőket alkalmaztam:

#### DIRICHLET PEREM

A hengersizmetrikus modell egy-egy oldalán állandó nyomásszintű peremet definiáltam a konstans 0.1 cm/km-es vízáramlás biztosításához

A szondateszt modellezése során a regisztrált, időben változó hőmérsékletet adtam meg az előremenő cső tetején

A mélységgel növekvő zavartalan talajhőmérsékletet ( $T_0$ ) állandó hőmérsékletű peremként definiáltam, azt feltételezve, hogy a szonda hatástávolsága a modell határain belül marad

## PONTSZERŰ PEREM

Az előremenő és visszatérő ágak tetején, a keringető szivattyút modellezve megadtam a szondatesztnél alkalmazott tömegfluxusokat. Az előremenő ágon negatív, a visszatérő ágon pozitív előjellel

### **3.1.4. Kalibráció, és megbízhatóság**

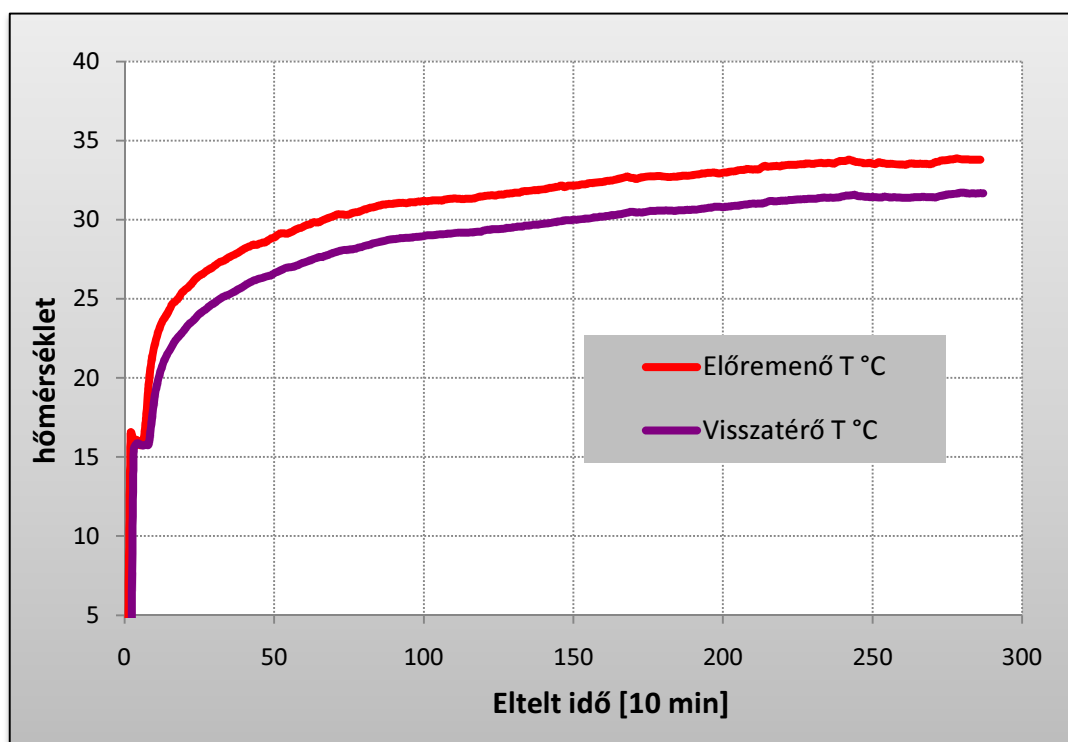
A modell alapadat rendszerének kialakítása során, sok esetben becsült adatokkal dolgoztam, ezért az első számítási lépcső során kapott hőmérséklet elosztást a mérési eredményekkel össze kellett hasonlítani, majd kalibrálni, hogy a mért és számított eredmények illeszkedjenek. Ezután következett a második számítási lépcső, melyben elvégeztem azokat a szimulációkat, amelyeket az első szakaszban feltett kérdésekre a választ megadhatják. A második számítási lépcső volt az, amikor a modellt már valóban új problémák vizsgálatára használtam fel.

#### **3.1.4.1. A kalibráció**

A kalibráció során ismert valós folyamatokat szimulálunk a koncepcionálisan helyesnek tartott számítási modellel, miközben a számítási eredményeket a valós eredményekhez közelítjük az alapadat-rendszer szisztematikus változtatásával. A kalibrációt követően egy olyan számítási rendszer alakul ki, amely az ismert folyamatokra a valóságos, vagy azt legjobban megközelítő választ szolgáltat. A vizsgált helyszínen két olyan mérés történt, mely eredményeit felhasználva elvégezhettem a kalibrációt, ezek voltak a szondateszt (TRT) és a teszt utáni 2 m-enkénti hőmérsékleti profil rögzítés.

#### **3.1.4.2. Kalibrálás a szondateszthez**

A szondateszt 2010. április 20-án 14:40-kor indult és 2010. április 22-én 12:40-kor került leállításra 46 óra elteltével. A teszt kezdete előtt 30 percen keresztül keringették a földhőszondában a hőközvetítő közeget (víz) fűtés ráadása nélkül. A 3.5. ábra mutatja az előremenő és visszatérő hőmérsékletet az idő függvényében. Az átlagos fűtési teljesítmény a földhőszondában: 5351W, az össz fűtési teljesítmény a 46 óra alatt: 246 kW/óra volt.

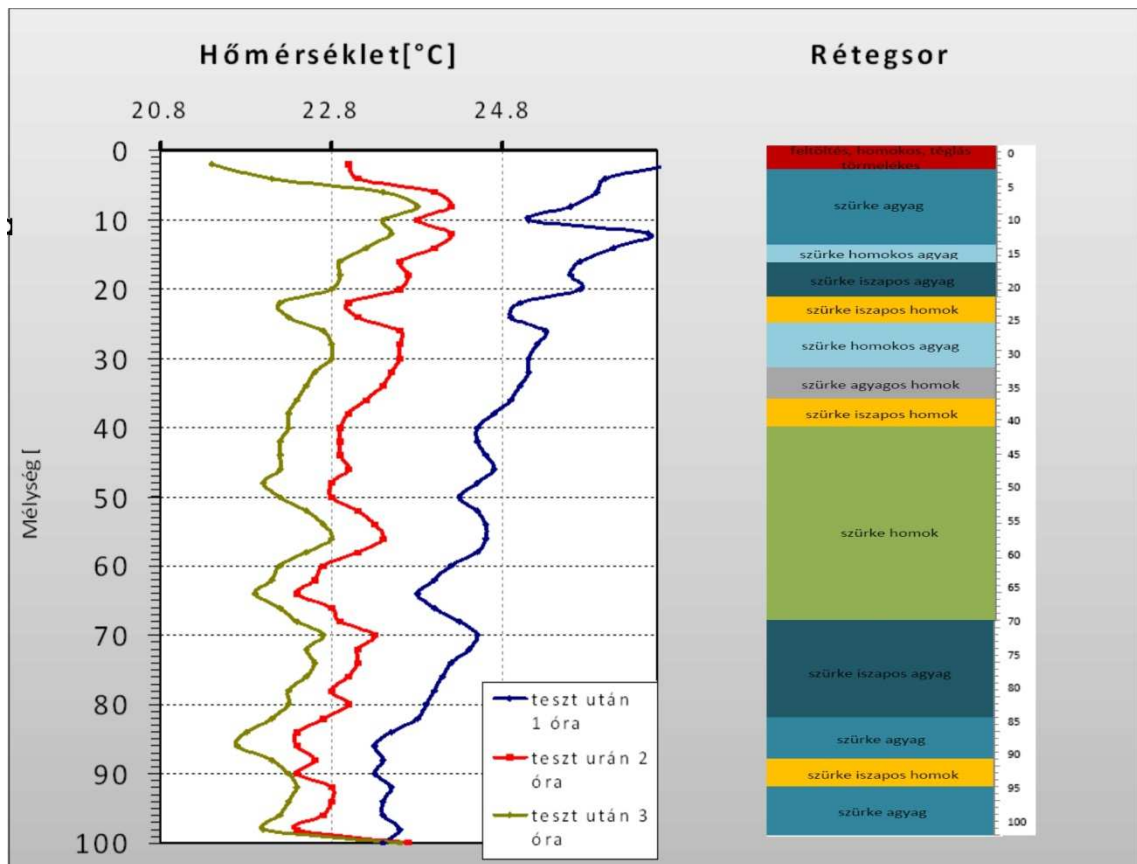


3.5.ábra Az előremenő és a visszatérő hőmérsékletek a szondateszt során

Szimuláltam a szondatesztet, oly módon, hogy a regisztrált, időben változó hőmérsékletet adtam meg az előremenő cső tetején, mint Dirichlet típusú peremet. Az alapadat rendszeren végrehajtott változtatások után a visszatérő ágon mért hőmérséklet eloszlás és a visszatérő ágon számított hőmérséklet eloszlás jó egyezést mutatott. Az így kapott értékek tehát alkalmasak voltak arra, hogy a következő számítási lépcső, a lehülési teszt alapjául szolgáljanak.

#### 3.1.4.3. Kalibrálás a vertikális hőmérsékletprofil méréshez

A szondateszt kezdete előtt 1 órával, a teszt befejezése után 1, 2, és 3 órával került rögzítésre a hőmérséklet profil a földhőszondában 2m-enként (3.6. ábra). Látható, hogy a szondában a lehülés nem egyenletesen következett be, ugyanakkor mindhárom időpontban a görbék trendje megegyezik, ami arra enged következtetni, hogy a kőzetek hővezetési tényezője, szivárgási tényezője és az áramló talajvíz okozta ezt a hőmérsékleti egyenetlenséget.

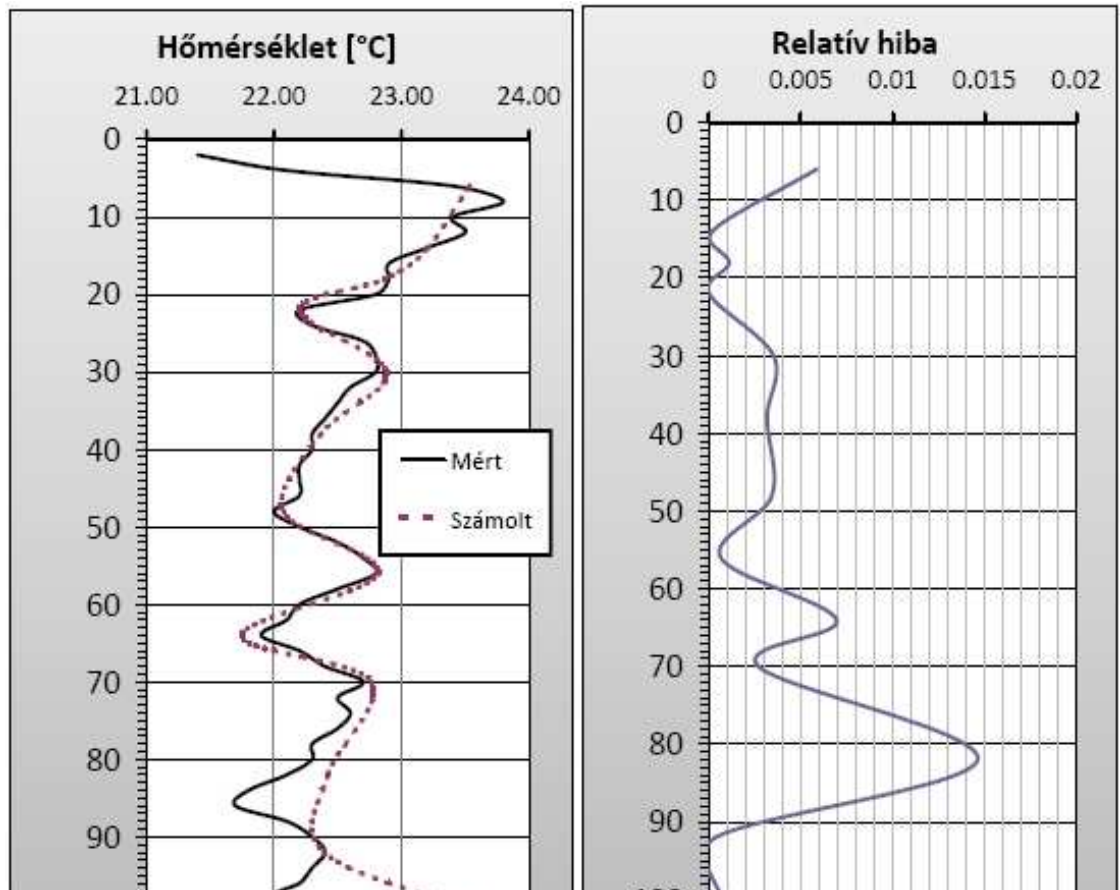


3.6. ábra A szondateszt utáni hőmérsékletprofil méréseinek eredménye a rétegsor feltüntetésével

Mivel a szondateszt után 3 órával mért hőmérsékletprofil görbéjének értékei mutatják legjobban a geológiai környezet hatásait, ezért a modell kalibrációhoz ezeket az értékeket használtam föl. A rétegsort a hőmérséklet értékekhez képest pontatlanabbnak feltételeztem, illetve a hőmérséklet eloszlás alapján plusz rétegeket lehet sejteni, ezért a modellt vertikálisan újra osztottam és újra változtattam az alapadat rendszeren. A mért és számolt értékeket a relatív hiba alapján hasonlítottam össze 3.7. ábra.

$$\text{Relatív hiba} = \frac{|\text{mért érték} - \text{számított érték}|}{|\text{mért érték}|} \quad (3.8)$$

Látható, hogy a mért és számolt adatok jó egyezést mutatnak. A relatív hiba sehol sem nagyobb, mint 0,016.

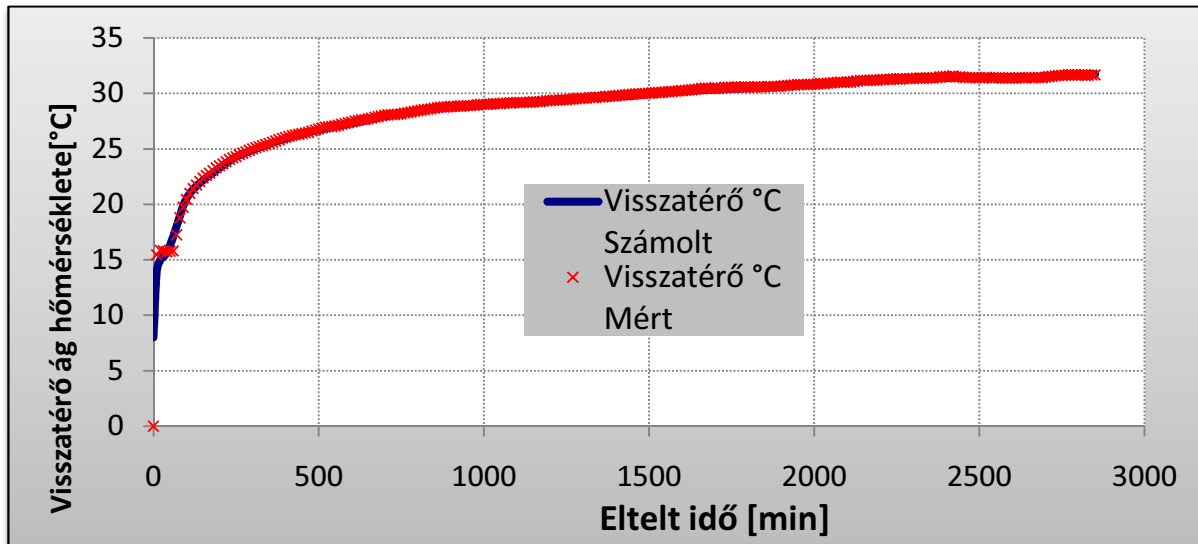


3.7. ábra A mért és számított hőmérsékleti profil a szondateszt után 3 órával, és a kettő közötti relatív hiba

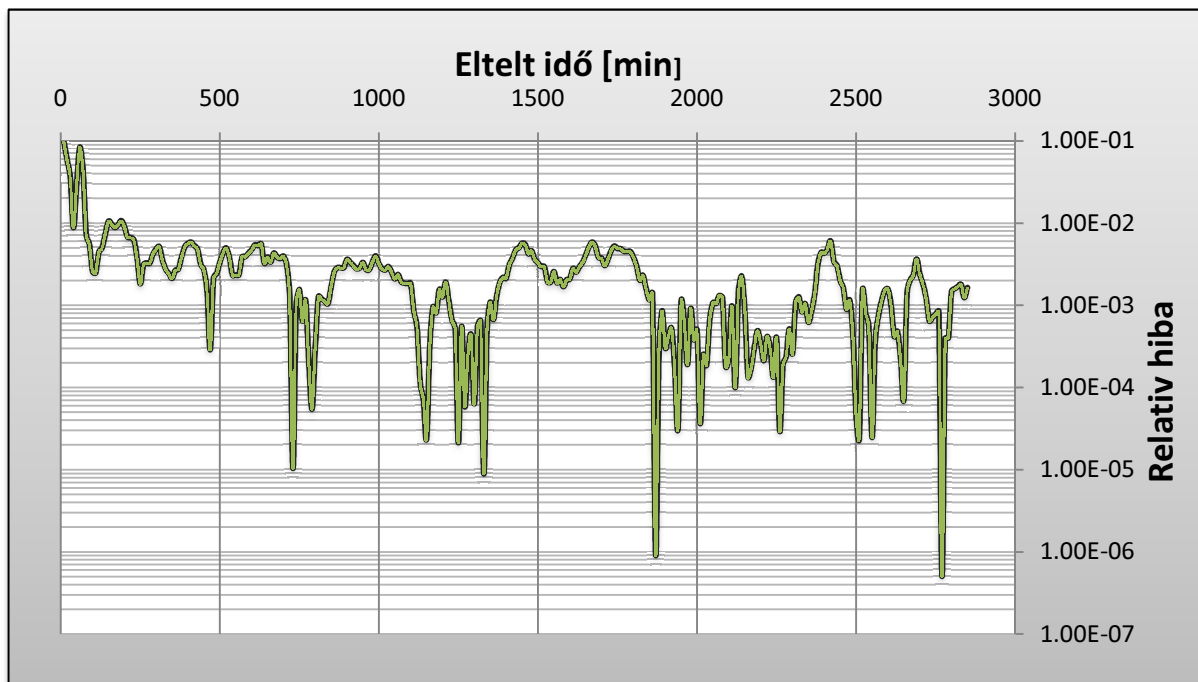
#### 3.1.4.4. A szondateszt újrafuttatása

Az újra paraméterezett modellel, ezután újra lefuttattam a szondateszt szimulációját, és újra összehasonlítottam a mért és számolt eredményeket 3.8. és 3.9. ábrák.

Látható, hogy a kalibráció után a modellben számolt hőmennyiség, ami az előremenő ágba bevezetett felmelegített vízből elnyelődött igen jó pontossággal megegyezik a mért értékekkel. A kalibráció során kialakított végleges alapadat rendszer a 3.3. mellékletben megtalálható.



3.2. *ábra A visszatérő ágban mért és számított hőmérséklet a szondateszt folyamán*



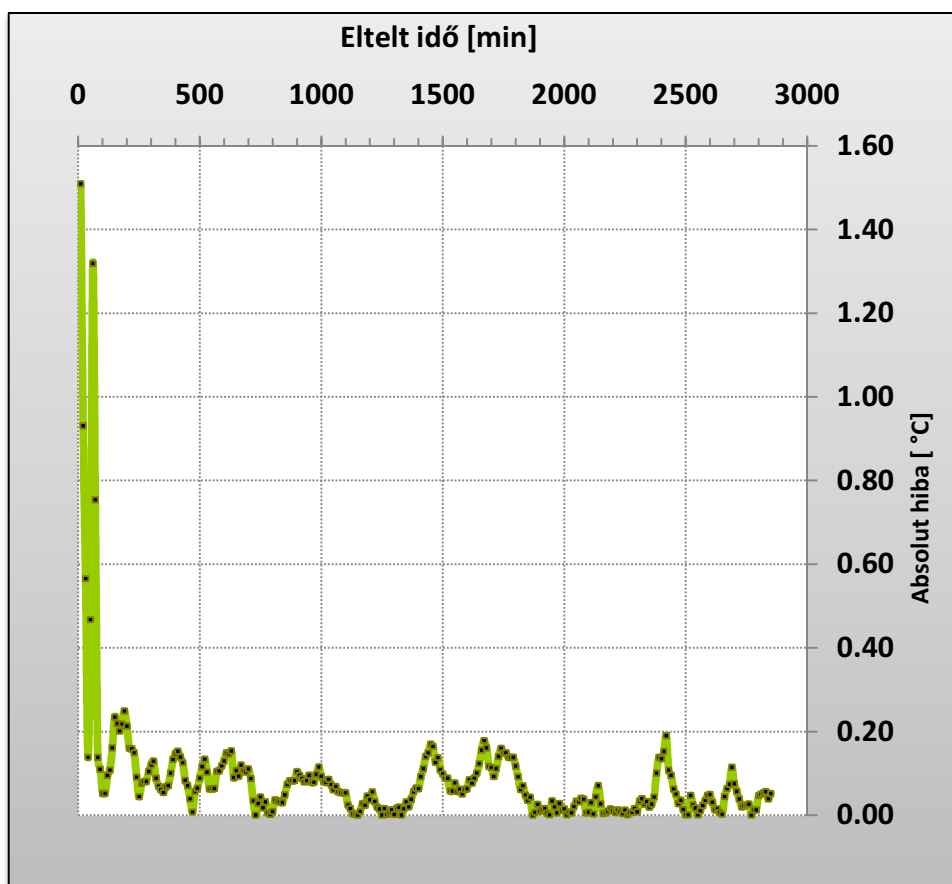
3.3. *ábra A visszatérő ágban számított hőmérséklet abszolút hibája a szondateszt folyamán*

#### 3.1.4.5. A modell megbízhatósága

A mért és számított eredmények összevetése után látható, hogy a fenti hibrid módszerrel kialakított modellel igen nagy pontossággal számítható a földhőszondák és a geológiai



környezet térbeli és időbeli hőmérséklet eloszlása. A modell megbízhatósága a működés első 60 percében pontatlanabb, habár a relatív hiba értéke ebben az időszakban sem haladja meg a 0.1-et, ami maximum 1.6 °C- hibát jelent. A pontosság ettől kezdve azonban hirtelen megnő és a mért és számított hőmérsékletek közötti eltérés nem haladja meg a 0.2°C-ot 3.10. ábra.



3.2. ábra A visszatérő ágban mért és számított hőmérsékletek közti különbség a szondateszt folyamán

Mindezek alapján a modellt alkalmasnak tartom a szegedi geológiai környezettől és modell kialakítástól eltérő rendszerek hőtranszport folyamatainak tanulmányozására is.

### 3.1.5. Szabályozás-modulok használata

Mint arról a 2. fejezetben írtam, a hőszivattyús rendszerek a földhőszonda által begyűjtött alacsony entalpiájú energiát az elpárologtatóra viszik, ahonnan a hő a szekunder ág közvetítésével átadódik az épületbe. Ezután a primer ágban lehűlt folyadék visszakerül a

csőhálózatba (fűtő mód). Amennyiben az épületben nincs szükség a hőmennyiségre a rendszer kikapcsol.

Ennek a folyamatnak a modellezése során a szondateszthez képest meg kell változtatnunk a peremeket, hiszen ilyenkor nem az előremenő ág hőmérsékletét tudjuk, csupán azt, hogy a visszatérő ághoz képest mennyivel csökken az előremenő ág hőmérséklete, ráadásul a visszatérő ág hőmérséklete is csupán a legelső időlépcsőben ismert. Másrészt több bekapcsolás - kikapcsolás szimulációjához szükség van a peremek kapcsolásának szabályozására. Mivel a FEFLOW programba ilyen opció nincs beleépítve, ezért szükségessé vált IFM (Interface Manager) bővítmények írása.

#### ***3.1.5.1. Az Interface Manager***

Az IFM egy olyan, a FEFLOW programhoz kapcsolódó programozói környezet, ami C++ nyelven lehetővé teszi bővítmények írását, melyekkel speciális modellezési funkciók válnak lehetővé.

A környezet tartalmaz számos olyan függvényt, amely megkönnyíti a programozást, valamint segítségével könnyen létrehozhatóak azok a file-ok (projekt file-ok), melyek szükségesek a C++ kód bővítményként való futtatásához.

A legfontosabb, hogy a kódnak tartalmaznia kell, hogy a modell futása közben melyik folyamat során hívódjon meg. Ez különböző függvények segítségével történik (3.11. ábra), és körültekintő tervezést tesz szükségessé.

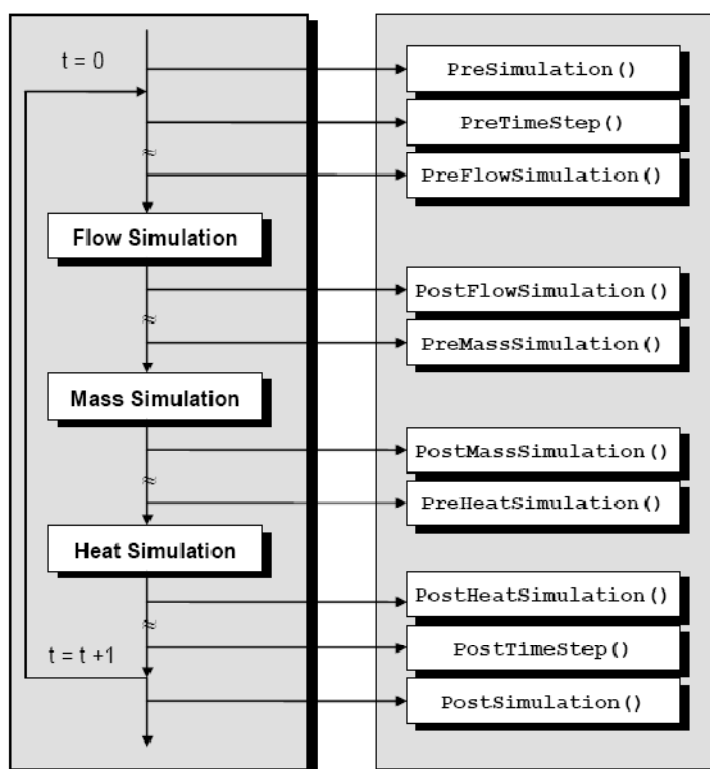
#### ***3.1.5.2. Hőszivattyús rendszerek szabályozási stratégiái***

Mivel hőszivattyús rendszerek kialakítása során többféle megoldás létezik, ezért három bővítményt írtam, háromféle stratégia modellezésére.

##### ***3.1.5.2.1. A konstans hőmennyiséget felvevő/leadó modul***

Ebben a stratégiában arra voltam kíváncsi, hogy ha a visszatérő ág hőmérsékletét, melynek értéke csak a legelső időpillanatban definiált, mindig, egy előre meghatározott konstans hőmérséklettel csökkentem, akkor hogyan alakul az előremenő és visszatérő hőmérsékletek

abszolút értéke. Ez abban az esetben alkalmazható hatékonyan, ha tudni szeretnénk hogy egy előre meghatározott konstans teljesítmény esetén mekkora hőfoklépcső várható.



3.2. ábra A függvények, meghívásának lehetséges pontjai, melyekkel a bővítmény a szimuláció adott fázisában hajtódik végre (Diersch, 2005)

**A konstans hőmennyiséget felvevő/ leadó modul algoritmus:**

Függvény < static void PreHeatSimulation >(IfmDocument pDoc)

// Az alkalmazás az áramlás szimuláció után és a hőtranszport előtt hajtódik végre

<változó Tki>=<Függvény < IfmGetResultsTransportHeatValue > (pDoc, 68)>

// A változóba függvény segítségével beolvassa a 68. csomópont hőmérséklet értékét (Visszatérő ág)

<változó Vki>=<Függvény < IfmGetBcFlowValue > (pDoc, 68)>

// A változóba függvény segítségével beolvassa a 68. csomópontban perem segítségével megadott áramlási sebességet (Visszatérő ág)

<változó Hki>=<Függvény < IfmGetResultsFlowHeadValue > (pDoc, 68)>

// A változóba függvény segítségével beolvassa a 68. csomópont potenciálját (Előremenő ág)

<változó Jel>=<Függvény < IfmGetBcHeatValue > (pDoc, 1498)>

```
// A változóba függvény segítségével beolvassa a 1498. csomópontban perem segítségével
    megadott jelet ami azt tartalmazza, hogy fűtő mód (jel =1), hűtő (jel =-1 )módban
    működik-e a rendszer, vagy pedig ki van kapcsolva (jel =0)
```

```
<változó Hbe >=<Függvény < IfmGetResultsFlowHeadValue > (pDoc, 67)>
```

```
// A változóba függvény segítségével beolvassa a 67. csomópont potenciálját (Előremenő
    ág)
```

```
<változó>=< Tbe > // Az előremenő ág hőmérséklete
```

```
Ha < Jel>0.999999 és Hbe!=79.5>
```

```
akkor
```

```
Tbe=Tki-  $\Delta T$ ;
```

```
IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 67, Tbe);
```

```
// Ha fűtő módban vagyunk az előremenő ág hőmérsékletéből kivonja az adott
    teljesítményhez kapcsolódó hőmérsékletet (mintha az elpárologtatóra vezetnénk a
    folyadékot)
```

```
különben
```

```
Ha < Jel<-0.99999 && Hbe!=79.5>
```

```
Akkor
```

```
Tbe=Tki+ $\Delta T$ ;
```

```
IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 67, Tbe);
```

```
// Ha hűtő módban vagyunk az előremenő ág hőmérsékletéhez
    hozzáadja az adott teljesítményhez kapcsolódó hőmérsékletet
```

```
különben
```

```
Hbe = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 67);
```

```
Tbe=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 68);
```

```
IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 67, Tbe);
```

```
// Egyébként, tehát ha a rendszer ki van kapcsolva, az
    előremenő és visszatérő ágak hőmérséklete legyen egyenlő
    és a perem kapcsoljon ki
```

A modul teljes forráskódját a 3.4. melléklet tartalmazza

### 3.1.5.2.2. A maximum hőmennyiséget felvevő/ leadó modul

Ebben a stratégiában az egyetlen előre definiált hőmérséklet érték szintén a visszatérő ág hőmérséklete az első időpillanatban, itt azonban a rendszer terhelhetőségének maximumáig csökkentettem az előremenő ág hőmérsékletét ( $-4^{\circ}\text{C}$ -ig). Ez a stratégia akkor alkalmazható hatékonyan, ha arra vagyunk kíváncsiak hogyan alakul a hőfoklépcső ha azt a maximális hőmérsékletet vesszük ki a szondával, amit a munkaközeg túlhűlése még éppen lehetővé tesz. Ebben az esetben a teljesítményt, ami a 2.1. képlet szerint számolandó a modul kiszámolja minden egyes időlépcsőben, és egy adott működési időszak átlagában is.

**A maximum hőmennyiséget felvevő/ leadó modul algoritmus:**

Függvény < static void PreHeatSimulation >(IfmDocument pDoc)

// Az alkalmazás az áramlás szimuláció után és a hőtranszport előtt hajtódik végre

<változó Tki>=<Függvény < IfmGetResultsTransportHeatValue > (pDoc, 68)>

// A változóba függvény segítségével beolvassa a 68. csomópont hőmérséklet értékét (Visszatérő ág)

<változó Vki>=<Függvény < IfmGetBcFlowValue > (pDoc, 68)>

// A változóba függvény segítségével beolvassa a 68. csomópontban perem segítségével megadott áramlási sebességet (Visszatérő ág)

<változó Hki>=<Függvény < IfmGetResultsFlowHeadValue > (pDoc, 68)>

// A változóba függvény segítségével beolvassa a 68. csomópont potenciálját (Előremenő ág)

<változó Jel>=<Függvény < IfmGetBcHeatValue > (pDoc, 1498)>

// A változóba függvény segítségével beolvassa a 1498. csomópontban perem segítségével megadott jelet ami azt tartalmazza, hogy fűtő mód (jel =1), hűtő (jel =-1 )módban működik-e a rendszer, vagy pedig ki van kapcsolva (jel =0)

<változó Hbe>=<Függvény < IfmGetResultsFlowHeadValue > (pDoc, 67)>

// A változóba függvény segítségével beolvassa a 67. csomópont potenciálját (Előremenő ág)

<változó>=<kapcs= true> // kapcsoló nevű boolean típusú változó

<változó>=<t=0> // Az adott időlépcső hossza

<változó>=<P=0 > // Az adott időlépcső összteljesítménye Wh

<változó>=<atelj=0 > // Két kikapcsolás közti működési idő átlagteljesítménye W

```

<változó>=<otelj=0 >           // Két kikapcsolás közti működési idő
                                // oszteljesítménye Wh

<változó>=< Tbe= Tki >          // Az előremenő ág hőmérséklete

```

```

Ha < Jel>0.999999 és Hbe!=79.5>

```

```

    akkor

```

```

        Amíg < Tbe>=-4 && Tki>=-4>

```

```

            Tbe=Tbe-0.01;

```

```

            // Amíg a szondában a hőmérséklet a kritikus túlhűlés alá nem
            // süllyed, addig csökkenti az előremenő ág hőmérsékletét

```

```

                IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 67, Tbe);

```

```

                double t=IfmGetCurrentTimeIncrement (pDoc);

```

```

                double P=(Tki-Tbe)*q*cm*t;

```

```

                szumP=(P+szumP);

```

```

                szumt=(t+szumt);

```

```

            // Ha fűtő módban vagyunk minimalizáljuk az előremenő ág hőmérsékletét, majd
            // beolvassuk az adott időlépcső hosszát, és annak segítségével kiszámoljuk az adott
            // időlépcső oszteljesítményét

```

```

    különben

```

```

        Amíg < Tbe<=30 && Tki<=30>

```

```

            Tbe=Tbe+0.01;

```

```

            // Amíg a szondában a hőmérséklet meg nem halad egy bizonyos
            // értéket, addig növeli az előremenő ág hőmérsékletét

```

```

                IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 67, Tbe);

```

```

                double t=IfmGetCurrentTimeIncrement (pDoc);

```

```

                double P=(Tki-Tbe)*q*cm*t;

```

```

                szumP=(P+szumP);

```

```

                szumt=(t+szumt);

```

```

            // Ha hűtő módban vagyunk maximalizáljuk az előremenő ág hőmérsékletét, majd
            // beolvassuk az adott időlépcső hosszát, és annak segítségével kiszámoljuk az adott
            // időlépcső oszteljesítményét

```

különben

```
Hbe = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 67);
```

```
Tbe=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 68);
```

```
IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 67, Tbe);
```

```
// Egyébként, tehát ha a rendszer ki van kapcsolva, az  
előremenő és visszatérő ágak hőmérséklete legyen egyenlő  
és a perem kapcsoljon ki
```

```
Ha < kapcs = true >
```

```
    atelj=szumP/szumt;
```

```
    otelj=szumP;
```

```
    kiírja (atelj,otelj,szumt);
```

```
    szumP=0;
```

```
// Ha először léptünk bele ebbe az ágba, a rendszer kikapcsolt  
állapotának első pillanatában, kiszámoljuk a teljes működési  
szakasz átlag teljesítményét (W) és összteljesítményét (Wh)
```

```
kapcs= false;
```

```
szumt=0;
```

```
// Ezután jelezzük, hogy már ki van számolva az összteljesítmény, így a változó  
lenullázható
```

A modul teljes forráskódját a 3.5. melléklet tartalmazza

### ***3.1.5.2.3. Optimális hőmennyiséget felvevő modul***

Ez a stratégia annyiban különbözik az előzőtől, hogy csak addig csökkenti az előremenő ág hőmérsékletét, amíg a visszatérő ág hőmérséklete egy olyan érték alá nem csökken ahol a megnőtt hőfoklépcső miatti COP csökkenés gazdaságtalanná nem teszi a rendszer működtetését. Ez a modul akkor alkalmazható hatékonyan ha arra vagyunk kíváncsiak, hogy adott hőfoklépcső mellett mi az a földhő oldali maximális teljesítmény amit a rendszer a geológiai környezetből felvehet.

Mivel az optimális hőmennyiséget felvevő modul algoritmus, nem különbözik a maximum hőmennyiséget felvevő modultól, csupán néhány plusz feltétel van beleírva, így csak a forráskódot közlöm a 3.6. mellékletben.

Az utolsó két modulba beépítettem egy szabályozó opciót, ami arra szolgál, hogy ha a felhasználó által megadott időszakban a rendszer kikapcsol, akkor megszünteti a szondára vonatkozó peremeket

### **3.2.Szondamező modellezése**

Mivel hőszivattyús rendszerek telepítésekor általában több szondát helyeznek el, ezért modelleztem a több szondából álló szondamező és geológiai környezete közti hőátadási folyamatokat.

#### ***3.2.1. Modellgeometria kialakítása***

Szondamezők kialakításakor, a rendelkezésre álló terület függvényében a szondákat, a lehető legtömörebb alakzatban helyezik el. Ez felvet számos, a szondák egymásra hatásával kapcsolatos kérdést. Ezért két esetet szimuláltam:

##### ***3.2.1.1. Szondák egy sorban helyezkednek el***

A szondamezőben 5 db szimpla 100 m U-alakú szondát vettem figyelembe, melyek egy sorban 5 m távolságban követik egymást. A geológiai környezetet egy 30m átmérőjű hengerrel közelítettem (3.12. ábra).

##### ***3.2.1.2. Szondák tömör alakzatban helyezkednek el***

Szintén 5 db szondát vettem figyelembe, melyek a dobókocka 5-ös számlapjának megfelelően vannak elhelyezve. A szondák között minimum 5 m távolság van. A geológiai környezetet szintén egy 30 m átmérőjű hengerrel közelítettem (3.13. ábra).

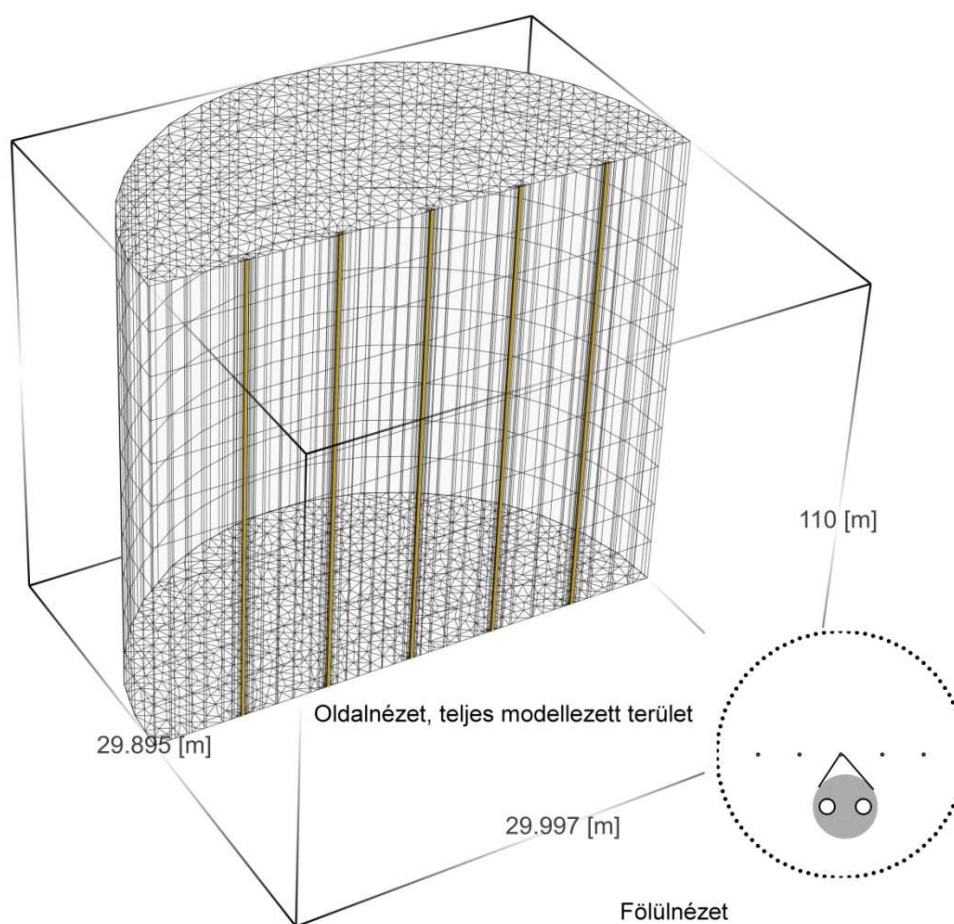
A továbbiakban az egyes szondák kialakítása nem különbözött a magányos szondánál leírtaktól.



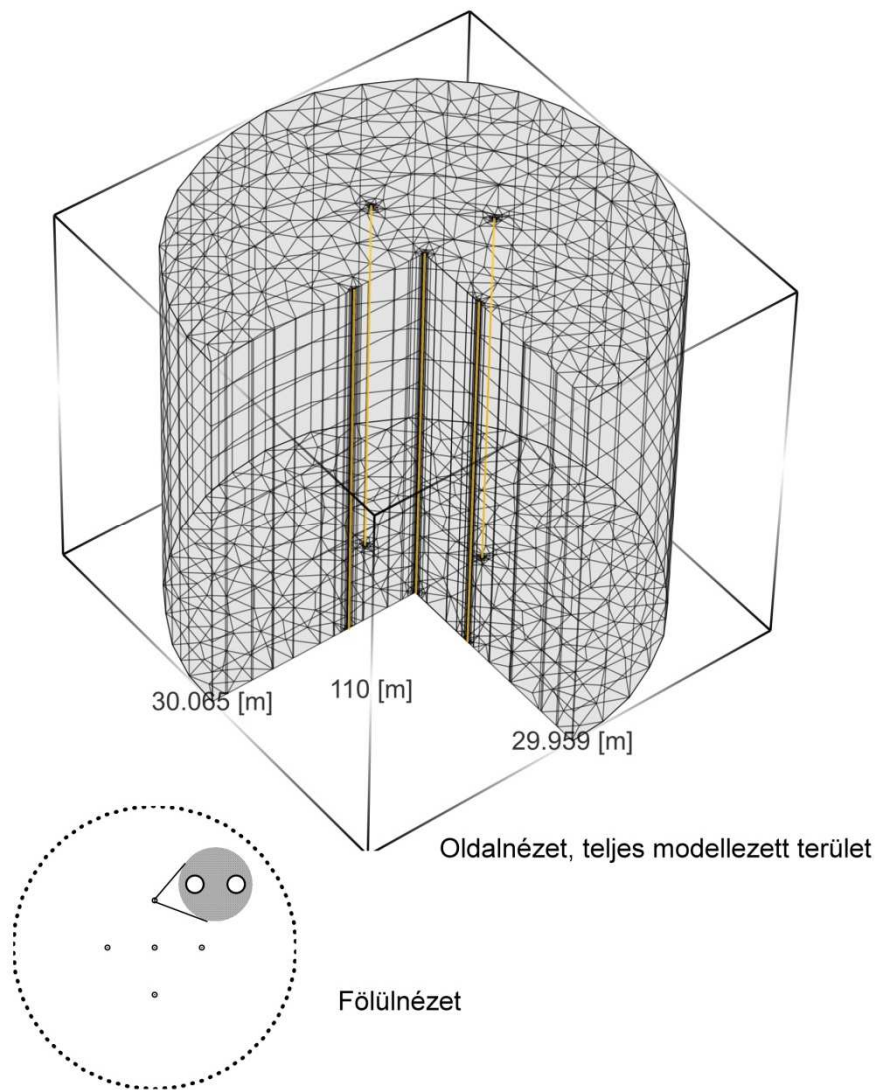
### 3.2.2. A csövek egymáshoz kapcsolásának modellezése

A csövek egymáshoz kapcsolása lehet soros vagy párhuzamos (3.14. ábra). Soros rendszer esetén egyfajta, de vastagabb csőméretet szoktak alkalmazni. Előnye ennek a rendszernek, hogy kevesebb toldást kell alkalmazni és nem kell elágazásokat készíteni, valamint nagyobb a fajlagos teljesítmény a nagyobb átmérő miatt. Hátránya a rendszernek, hogy sérülésveszélyes, több vívfolyadékot kell használni, és a nagyobb átmérőjű csövek miatt drágább.

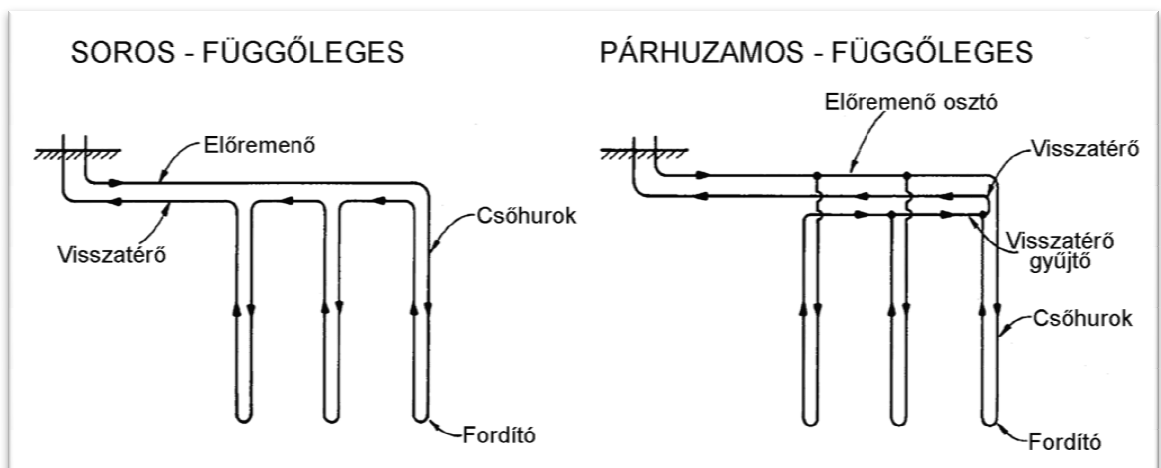
Párhuzamos rendszer esetén a gyűjtő csövek nagyobb átmérőjűek, és sok toldás szükséges, ezért nehezebben szerelhető, előnye viszont, hogy kevésbé sérülékeny, és olcsóbb a kivitelezése, valamint a keringető szivattyúk működtetése kevesebb energia befektetéssel jár (Aermec, 2004)



3.3. ábra A sorban elhelyezkedő 5 szonda, és a geológiai környezet véges elem reprezentációja



3.13. ábra A dobókocka 5-ös lapja szerint elhelyezkedő 5 szonda, és a geológiai környezet véges elem reprezentációja



3.14. ábra Szondák kapcsolásának lehetséges módjai (Aermec, 2004)

### 3.2.3. Szabályozás - modulok használatával

Mivel a szondák pontos összekapcsolásának szimulálására és a szondamező működésének szabályozására a FEFLOW programba nincs megfelelő beleépített opció, ezért szükségessé vált, a magányos szondamodellhez hasonlóan, IFM (Interface Manager) bővítmények írása. A magányos szondánál említett mindhárom szabályozási stratégiára készítettem modult soros illetve párhuzamos kapcsolás esetére, és modelleztem velük a sorban és a tömören elhelyezett szondamezőket. Mivel a három szabályozási stratégiának az algoritmusát már leírtam, itt csak a maximum hőmennyiséget felvevő modul algoritmusát írom le soros és párhuzamos kapcsolás esetére.

#### 3.2.3.1. Soros kapcsolás, maximum hőmennyiséget hasznosító modul

A szabályozás lényege, hogy megvizsgáljuk működik-e a rendszer, és ha igen akkor fűtő illetve hűtő módban működik-e.

Fűtő és hűtő módban, az utolsó szonda visszatérő ágának kezdeti hőmérséklete az előre definiált érték, ez alapján határozzuk meg az első szonda előremenő ágának hőmérsékletét, úgy hogy a csőhálózatban a minimum (fűtő módban maximum) hőmérséklet egy bizonyos értéket ne haladjon meg. A többi szonda előremenő hőmérsékletét a sorban eggyel előbb elhelyezkedő szonda visszatérő hőmérséklete alapján határozzuk meg.

Ha a rendszer kikapcsolt állapotban van, az egyes szondák előremenő és visszatérő ágainak hőmérséklete egyenlővé válik, és a peremek kikapcsolnak.

**A soros kapcsolású szondamezőt szabályozó modul algoritmus:**

Függvény < static void PreHeatSimulation >(IfmDocument pDoc)

*// Az alkalmazás az áramlás szimuláció után és a hőtranszport előtt hajtódik végre*

<változó T5ki >=<Függvény < IfmGetResultsTransportHeatValue > (pDoc, 221)>

*// A változóba függvény segítségével beolvassa a 217. csomópont hőmérséklet értékét (Utolsó szonda visszatérő ágának hőmérséklete)*

<változó V5ki>=<Függvény < IfmGetBcFlowValue > (pDoc, 217)>

*// A változóba függvény segítségével beolvassa a 217. csomópontban perem segítségével megadott áramlási sebességet (Utolsó szonda visszatérő ágának áramlási sebessége)*

<változó Jel>=<Függvény < IfmGetBcHeatValue > (pDoc, 181)>

// A változóba függvény segítségével beolvassa a 181. csomópontban perem segítségével megadott jelet ami azt tartalmazza, hogy fűtő mód (jel =1), hűtő (jel =-1 )módban működik-e a rendszer, vagy pedig ki van kapcsolva (jel =0)

<változó H5be >=<Függvény < IfmGetResultsFlowHeadValue > (pDoc,222)>

// A változóba függvény segítségével beolvassa a 222. csomópont potenciálját (Utolsó szonda leőremenő ága)

<változó>=<kapcs= true> // kapcsoló nevű boolean típusú változó

<változó>=<t=0> // Az adott időlépcső hossza

<változó>=<P=0> // Az adott időlépcső összteljesítménye Wh

<változó>=<atelj=0> // Két kikapcsolás közti működési idő átlagteljesítménye W

<változó>=<otelj=0> // Két kikapcsolás közti működési idő összteljesítménye Wh

<változó>=< T1be= T5ki >

<változó>=< T2be= T1ki >

<változó>=< T3be= T2ki >

<változó>=< T4be= T3ki >

<változó>=< T5be= T4ki >

// Az előremenő ágak hőmérsékletei az eggyel előző szonda visszatérő ágának hőmérsékletei alapján vannak definiálva, a legelső szonda előremenő hőmérséklete a kezdeti időpontban egyenlő az utolsó szonda visszatérő hőmérsékletével.

Ha < Jel>0.999999 és Hbe!=79.5>

akkor

Amíg < T1be>=-4 && T5ki>=-4>

T1be=Tb1e-0.01;

// Amíg a szondában a hőmérséklet a kritikus túlhűlés alá nem süllyed, addig csökkenti az első szonda előremenő ágának hőmérsékletét

IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 226, T1be);

IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 225, T2be);

IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 224, T3be);

IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 223, T4be);

IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 222, T5be);

// Beállítja a szondák előremenő ágának hőmérsékleteit

double t=IfmGetCurrentTimeIncrement (pDoc);

double P=(T5ki-T1be)\*q\*c<sub>m</sub>\*t;

szumP=(P+szumP);

szumt=(t+szumt);

// Ha fűtő módban vagyunk minimalizálja az első szonda előremenő ágának hőmérsékletét, majd beolvassa az adott időlépcső hosszát, és annak segítségével kiszámolja az adott időlépcső összteljesítményét, ami az első szonda előremenő és az utolsó szonda visszatérő ágának hőmérsékletkülönbségével arányos.

különben

Amíg < T1be<=30 && T5ki<=30>

T1be=T1be+0.01;

// Amíg a szondában a hőmérséklet meg nem halad egy bizonyos értéket, addig növeli az első szonda előremenő ágának hőmérsékletét

IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 226, T1be);

IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 225, T2be);

IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 224, T3be);

IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 223, T4be);

IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 222, T5be);

// Beállítja a szondák előremenő ágának hőmérsékleteit

double t=IfmGetCurrentTimeIncrement (pDoc);

double P=(T5ki-T1be)\*q\*c<sub>m</sub>\*t;

szumP=(P+szumP);

szumt=(t+szumt);

// Ha hűtő módban vagyunk maximalizálja az első szonda előremenő ágának hőmérsékletét, majd beolvassa az adott időlépcső hosszát, és annak segítségével kiszámolja az adott időlépcső összteljesítményét, ami az első szonda előremenő és az utolsó szonda visszatérő ágának hőmérsékletkülönbségével arányos.

különben

T1be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 221);

IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 226, T1be);

T2be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 220);

```

IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 225, T2be);
T3be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 219);
fmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 224, T3be);
T4be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 218);
IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 223, T4be);
T5be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 217);
IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 222, T5be);

// Egyébként, tehát ha a rendszer ki van kapcsolva,
szondánként beolvassuk a visszatérő ágak aktuális
hőmérsékletét, és az értéket az előremenő ágak hőmérsékleti
peremeként definiáljuk.

Ha < kapcs = true >

    atelj=szumP/szumt;

    otelj=szumP;

    kiírja (atelj,otelj,szumt);

    szumP=0;

// Ha először léptünk bele ebbe az ágba, a rendszer kikapcsolt
állapotának első pillanatában, kiszámoljuk a teljes működési
szakasz átlag teljesítményét (W) és összteljesítményét (Wh)

    kapcs= false;

    szumt=0;

// Ezután jelezzük, hogy már ki van számolva az összteljesítmény, így a változó
lenullázható

```

A modul teljes forráskódját a 3.7. melléklet tartalmazza

### **3.2.3.2. Párhuzamos kapcsolás maximum hőmennyiséget hasznosító modul**

Párhuzamos kapcsolás esetén, fűtő és hűtő módban is az első szonda előremenő hőmérsékletét az első szonda visszatérő hőmérséklete alapján definiáljuk. A másik fő különbség, hogy az összes szonda előremenő hőmérséklete megegyezik az első szondáéval. Gyakorlatilag azt mondhatjuk tehát, hogy párhuzamos kapcsolás esetén az összteljesítmény megegyezik az egyes szondák teljesítményének összegével.

## A párhuzamos kapcsolású szondamezőt szabályozó modul algoritmusai:

Függvény <static void PreHeatSimulation >(IfmDocument pDoc)

```
// Az alkalmazás az áramlás szimuláció után és a hőtranszport előtt hajtódik végre

<változó T1ki >=<Függvény < IfmGetResultsTransportHeatValue > (pDoc, 221)>

// A változóba függvény segítségével beolvassa a 221. csomópont hőmérséklet értékét (Első szonda
visszatérő ágának hőmérséklete)

<változó V5ki>=<Függvény < IfmGetBcFlowValue > (pDoc, 217)>

// A változóba függvény segítségével beolvassa a 217. csomópontban perem segítségével megadott
áramlási sebességet (Utolsó szonda visszatérő ágának áramlási sebessége)

<változó Jel>=<Függvény < IfmGetBcHeatValue > (pDoc, 181)>

// A változóba függvény segítségével beolvassa a 181. csomópontban perem segítségével megadott
jelet ami azt tartalmazza, hogy fűtő mód (jel =1), hűtő (jel =-1 )módban működik-e a
rendszer, vagy pedig ki van kapcsolva (jel =0)

<változó H5be >=<Függvény < IfmGetResultsFlowHeadValue > (pDoc,222)>

// A változóba függvény segítségével beolvassa a 222. csomópont potenciálját (Utolsó szonda
előremenő ága)

<változó>=<kapcs= true> // kapcsoló nevű boolean típusú változó

<változó>=<t=0> // Az adott időlépcső hossza

<változó>=<P=0> // Az adott időlépcső összteljesítménye Wh

<változó>=<atelj=0> // Két kikapcsolás közti működési idő átlagteljesítménye W

<változó>=<otelj=0> // Két kikapcsolás közti működési idő összteljesítménye Wh

<változó>=< T1be= T1ki >

<változó>=< T2be= T2ki >

<változó>=< T3be= T3ki >

<változó>=< T4be= T4ki >

<változó>=< T5be= T5ki >

// Az előremenő ágak hőmérsékletei a szondák visszatérő ágainak hőmérsékletei alapján vannak
definiálva

Ha < Jel>0.999999 és Hbe!=79.5>

    akkor

        Amíg < T1be>=-4 && T5ki>=-4>

            T1be=Tb1e-0.01;

// Amíg a szondában a hőmérséklet a kritikus túlhűlés alá nem süllyed, addig
csökkenti az első szonda előremenő ágának hőmérsékletét
```

```

IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 226, T1be);

IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 225, T1be);

IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 224, T1be);

IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 223, T1be);

IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 222, T1be);

// A szondák előremenő ágának hőmérsékletei az első szondáéval egyeznek
meg

double t=IfmGetCurrentTimeIncrement (pDoc);

double P=((T1ki-T1be)+(T2ki-T2be)+(T3ki-T3be)+(T4ki-T4be)+(T5ki-
T5be))*1197.702*t;

szumP=(P+szumP);

szumt=(t+szumt);

```

// Ha fűtő módban vagyunk minimalizálja az első szonda előremenő ágának hőmérsékletét, majd beolvassa az adott időlépcső hosszát, és annak segítségével kiszámolja az adott időlépcső összteljesítményét. A szondamező összteljesítménye az egyes szondák teljesítményének összegével egyenlő

különben

Amíg < T1be<=30 && T5ki<=30>

T1be=T1be+0.01;

// Amíg a szondában a hőmérséklet meg nem halad egy bizonyos értéket, addig növeli az első szonda előremenő ágának hőmérsékletét

```

IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 226, T1be);

IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 225, T1be);

IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 224, T1be);

IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 223, T1be);

IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 222, T1be);

// A szondák előremenő ágának hőmérsékletei az első szondáéval egyeznek
meg

double t=IfmGetCurrentTimeIncrement (pDoc);

double P=((T1be-T1ki)+(T2 be -T2 ki)+(T3 be -T3 ki)+(T4 be -T4 ki)+(T5be -T5
ki))*1197.702*t;

szumP=(P+szumP);

szumt=(t+szumt);

```

// Ha hűtő módban vagyunk maximalizálja az első szonda előremenő ágának hőmérsékletét, majd beolvassa az adott időlépcső hosszát, és annak segítségével kiszámolja az adott időlépcső összteljesítményét. A szondamező összteljesítménye az egyes szondák teljesítményének összegével egyenlő



különben

```
T1be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 221);
IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 226, T1be);
T2be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 220);
IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 225, T2be);
T3be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 219);
fmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 224, T3be);
T4be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 218);
IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 223, T4be);
T5be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 217);
IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 222, T5be);
```

// Egyébként, tehát ha a rendszer ki van kapcsolva, szondaként beolvassuk a visszatérő ágak aktuális hőmérsékletét, és az értéket az előremenő ágak hőmérsékleti peremeként definiáljuk.

Ha < kapcs = true >

```
atelj=szumP/szumt;
otelj=szumP;
kiírja (atelj,otelj,szumt);
szumP=0;
```

// Ha először léptünk bele ebbe az ágba, a rendszer kikapcsolt állapotának első pillanatában, kiszámoljuk a teljes működési szakasz átlag teljesítményét (W) és összteljesítményét (Wh)

kapcs= false;

szumt=0;

// Ezután jelezzük, hogy már ki van számolva az összteljesítmény, így a változó lenullázható

A modul teljes forráskódját a 3.8. melléklet tartalmazza

A többi modul forráskódjait a 3.9.-3.14. mellékletek tartalmazzák.

## IV. A MODELLSZÁMÍTÁSOK EREDMÉNYEI

### 4.1.A magányos szondamodell eredményei

#### 4.1.1. A geológiai és hidrogeológiai környezet hatása a teljesítményre

##### 4.1.1.1. Peclet szám jelentősége és jellemző értékei

Földhőszondák teljesítményének előrejelzésekor legfontosabb paraméter a Peclet-szám ( $Pe$ ), melyet meg kell határoznunk. A Peclet-szám a konduktív – konvektív hőáramok arányát jelzi. Amennyiben a Peclet-szám értéke kicsi a konvektív hőáramok hatása elhanyagolható, ilyenkor a hőátadásban résztvevő anyagok közvetlenül érintkező elemi részecskéi okozta hőátadás a domináns folyamat. Nagy Peclet-számok esetén a hő dominánsan a pórusfolyadék makroszkopikus részeinek áramlása, helyváltoztató mozgása következtében terjed. A Peclet-szám számítása:

$$Pe = \frac{u \cdot d_m}{K} \quad (4.1)$$

Ahol  $u$  a pórusfolyadék áramlási sebessége,  $d_m$  a képződmény átlagos szemcseátmérője,  $K$  pedig a hődiffuzivitás mértéke (Fujii, 2005).

A Peclet-szám tehát az az érték ami tartalmazza egyrészt a porózus geológiai környezet szemcséinek termális tulajdonságait, másrészt pórusfolyadék áramlási sebességét, tehát egyszerre jellemzi a környezet geotermális és hidrogeológiai tulajdonságait is.

Az egyes képződményekre jellemző Peclet-szám értékeit, különböző mértékű talajvízáramlás mellett a 4.1. táblázat foglalja össze.

A Peclet-szám meghatározásának szerepe azért is jelentős, mert ha értéke meghalad egy bizonyos mértéket, akkor a szondateszt mérések során az általánosan használt mérési intervallumon belül nem mutatható ki az áramló talajvíz konduktív hőhatása, ami maga után vonja a szondák felülméretezését (Chaisson, 1999).

4.1. táblázat

<p><i>A leggyakoribb üledékekre jellemző Peclet-számok, különböző mértékű talajvízáramlás esetén</i></p>						
Kőzettípus	Nagy szemű kavics	Kavics	Homokos kavics	Durva homok	Finomhomok	Iszap és agyag
Mértékadó szemcseméret [mm]	10-32	4-10	1-4	0.25-1	0.08-0.25	0.0001-0.25
Hődiffuzivitás $\kappa \left[ 10^{-7} \frac{m^2}{s} \right]$	5	5	4.3	4.4	5.1	3.3
$U2^* \left[ \frac{m}{s} \right]$	8.5	0.7	0.09	0.001	0.0001	0.00000001
$U3^{**} \left[ \frac{m}{s} \right]$	16.9	1.6	0.17	0.0025	0.00015	0.000000015
$U4^{***} \left[ \frac{m}{s} \right]$	170	18.1	1.85	0.02	0.001	0.00000015
Pe *10 <sup>-6</sup> szám 1, ha nincs talajvízáramlás	2-6.4	0.8-2	0.2-0.8	0.05-0.2	0.016-0.05	0.000001-0.016
Pe szám 2, ha gyenge a talajvízáramlás	170000–544000	5600-	180-5600	0.5-180	0.0016-0.5	0.0000015-0.0016
Pe szám 3, ha közepes a talajvízáramlás	338000–10880000	12800–338000	340-12800	1.25-340	0.024-1.25	0.00001-0.024
Pe szám 4, ha nagy a talajvízáramlás	3400000–10880000	144800-3400000	3700-144800	10-3700	0.016-10	0.00001-0.016

\*Ahol  $U2$ = Pórusfolyadék áramlási sebessége, alacsony hidraulikus gradiens esetén (1 m/km) modellezett érték

\*\* $U3$ = Pórusfolyadék áramlási sebessége, közepes hidraulikus gradiens esetén (2 m/km) modellezett érték

\*\*\* $U4$ = Pórusfolyadék áramlási sebessége, nagy hidraulikus gradiens esetén (20 m/km) modellezett érték

#### 4.1.1.2. A Peclet-szám és a teljesítmény kapcsolata

A Peclet-szám és a teljesítmény meghatározásához a 3. fejezetben tárgyalt magányos földhőszonda modellt használtam. Hogy meghatározzam a geológiai és hidrogeológiai hatásokat, a szondát körülvevő környezet anyagi tulajdonságait homogénnek tételeztem föl. Ezután elkészítettem hatféle modellvariánst. A modellvariánsok kiindulási feltételeit a 4.2. táblázat tartalmazza.

Az így kapott 24 db modellből meghatároztam az egyes üledékekre különböző mértékű talajvízáramlások esetén a jellemző áramlási sebességeket, majd ezekből meghatároztam a jellemző Peclet-számokat (4.1. táblázat). Ezután a maximum hőmennyiséget felvevő modul segítségével meghatároztam a 24 esetben a szondák teljesítményét fűtő módban 3, 6, 9 h folyamatos működést követően (4.1. ábra).

Mindegyik modellvariánst lefuttattam négyféle hidraulikus gradiensnek megfelelő peremfeltétellel (4.3. táblázat).

Ezek alapján a következőket állapítottam meg:

1. Amennyiben  $Pe < 1$ , a szondák teljesítményének hányadosa 0.99, és  $Pe > 10000$  a szondák teljesítményének hányadosa 1.048

$$\frac{P_{Pe=10^{-10}}}{P_{Pe=1}} = 0.99 \quad (4.2)$$

$$\frac{P_{Pe=10^4}}{P_{Pe=10^7}} = 1.048 \quad (4.3)$$

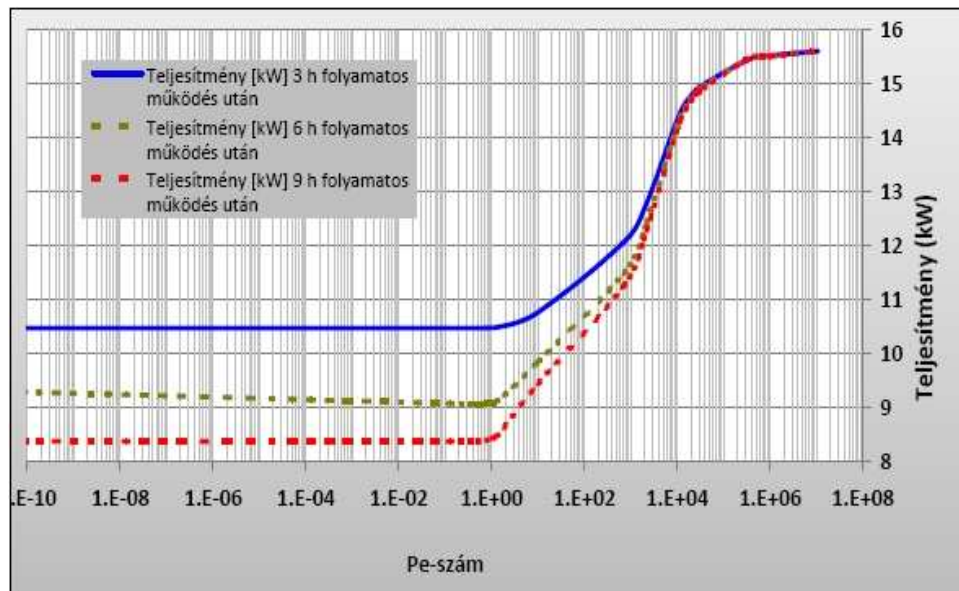
4.2. táblázat

<i>A kiindulási modellek alapadatai</i>						
Kőzettípus	Nagy szemű kavics	Kavics	Homokos kavics	Durva homok	Finomhomok	Iszap és agyag
<b>X és Y irányú szivárgási tényező</b> $k_x = k_y \left[ 10^{-4} \frac{m}{s} \right]$	1000	100	10	0.1	0.01	0.0001
<b>Z irányú szivárgási tényező</b> $k_z \left[ 10^{-4} \frac{m}{s} \right]$	100	10	1	0.01	0.001	0.00001
<b>Tározási tényező</b> $\left[ \frac{1}{m} \right]$	0.3	0.3	0.2	0.1	0.05	0.001
<b>Hővezetési tényező</b> $\left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]$	0.7	0.7	0.7	0.8	1	<b>1.1</b>
<b>Effektív porozitás</b>	0.25	0.25	0.2	0.15	0.1	<b>0.05</b>
<b>Fajlagos hőkapacitás</b> $c_m \left[ \frac{J}{m^3 \cdot K} \right]$	1.4	1.4	1.6	1.8	2	3.3

4.3. táblázat

<i>Az alkalmazott hidraulikus gradiensek</i>				
megnevezés	Nincs vízáramlás	Gyenge vízáramlás	Közepes vízáramlás	Erős vízáramlás
$\left[ \frac{m}{km} \right]$	<b>0</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>20</b>

Ami azt jelenti, hogy a vizsgált üledékekre jellemző Peclet-szám megvizsgált 18 nagyságrendjéből, csak az 1-10 000 közé eső értékek azok amelyek befolyással bírnak a földhőszonda teljesítményére (4.1. táblázat, zölddel kiemelt értékek).



4.3. ábra Földhőszondák teljesítményének alakulása a Peclet-szám függvényében

2. A földhőszondák teljesítménye a működési idővel jelentősen romlik hiszen ugyanaz a szonda alacsony Peclet-szám esetén 1.7 kW- tal ad 6 h folyamatos működés után rosszabb teljesítményt mint 3 h működés után, és 9 h folyamatos működés után ez az érték 2 kW-ra nő (4.1. ábra). Magas Peclet-számok esetén azonban a szondák teljesítménye időben nem csökken számottevően (4.2. ábra).

$$P(3h) - P(9h)_{Pe=1} = 2.02kW \quad (4.4)$$

$$P(3h) - P(9h)_{Pe=10000} = 0.15kW \quad (4.5)$$

A Peclet-számnak ez a kritikus értéktartománya a következő képződményekben fordul elő:

- Finomhomok, közepes és magas talajvízáramlás esetén
- Homok, alacsony, közepes és magas talajvízáramlás esetén
- Kavics, alacsony és közepes talajvízáramlás esetén

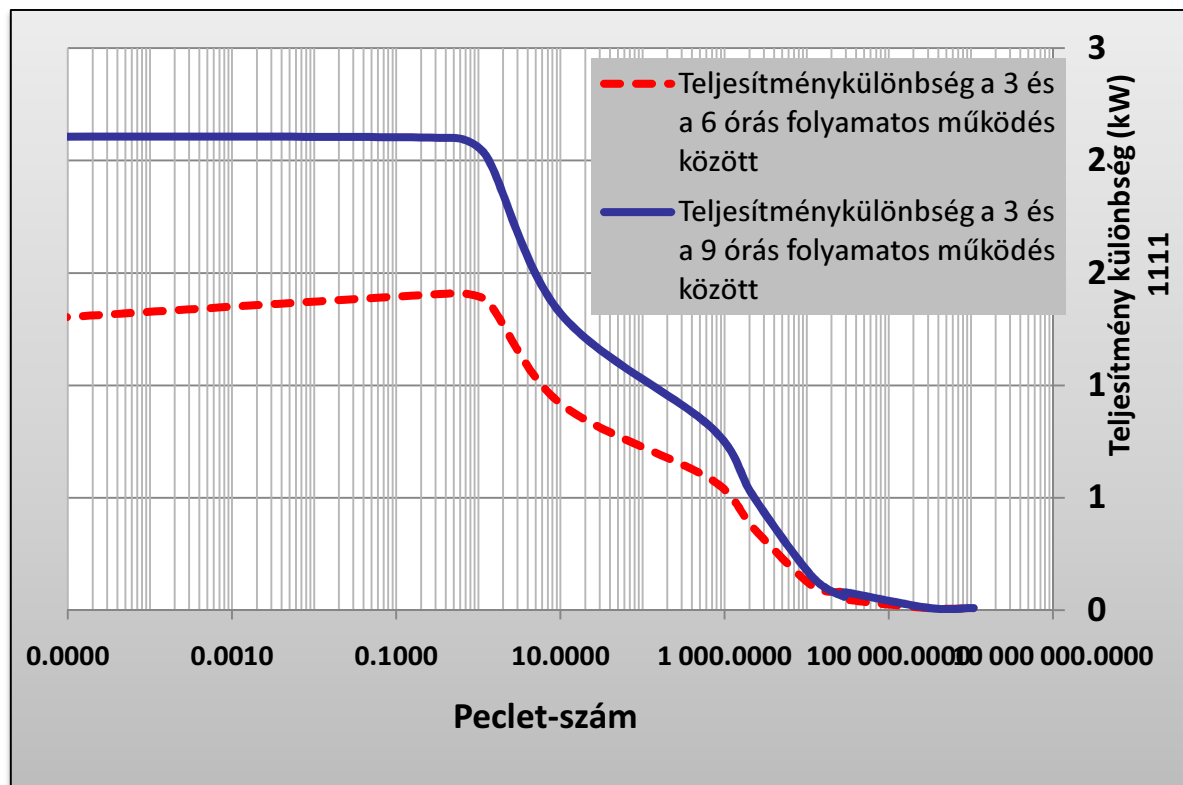
#### 4.1.1.3. Rétegzettség hatása a teljesítményre

Valós rendszerek telepítése során többféle egymásra rétegzett üledék hatását figyelembe kell venni. Ezért modelleztem a rétegzettség hatását. Egy alacsony szivárgási tényezővel rendelkező alacsony Peclet-számú ( $Pe = 10^{-9}$ ) rétegoszlopba illesztettem bele tizenhét, negyven, és nyolcvan méter vastag rétegeket. A beillesztett rétegek Peclet-száma 1 és 30 000 között változik mindegyik vastagság esetén. Az így elkészített modellvariációk segítségével ezután meghatároztam a szonda teljesítményét a különböző esetekben.

Összehasonlításképp kiszámítottam hogy mennyi lenne a szonda teljesítménye, ha azt különböző Peclet-számú, de homogén rétegoszlopok arányosításával számítanánk. Ezt átlagolt teljesítménynek neveztem és a következőképp számítottam:

Vegyünk egy rétegoszlopot, ami 60 m  $Pe_1 = 10^{-9}$  üledékből, és 40 m  $Pe_2 = 2200$  üledékből áll. Ha a teljes rétegoszlop  $Pe_1 = 10^{-9}$  üledékből lenne akkor a teljesítménye 9 h folyamatos működés után 9.07 kW lenne, ha pedig a teljes rétegoszlop  $Pe_2 = 2200$  üledékből állna akkor teljesítménye 13.28 kW lenne.

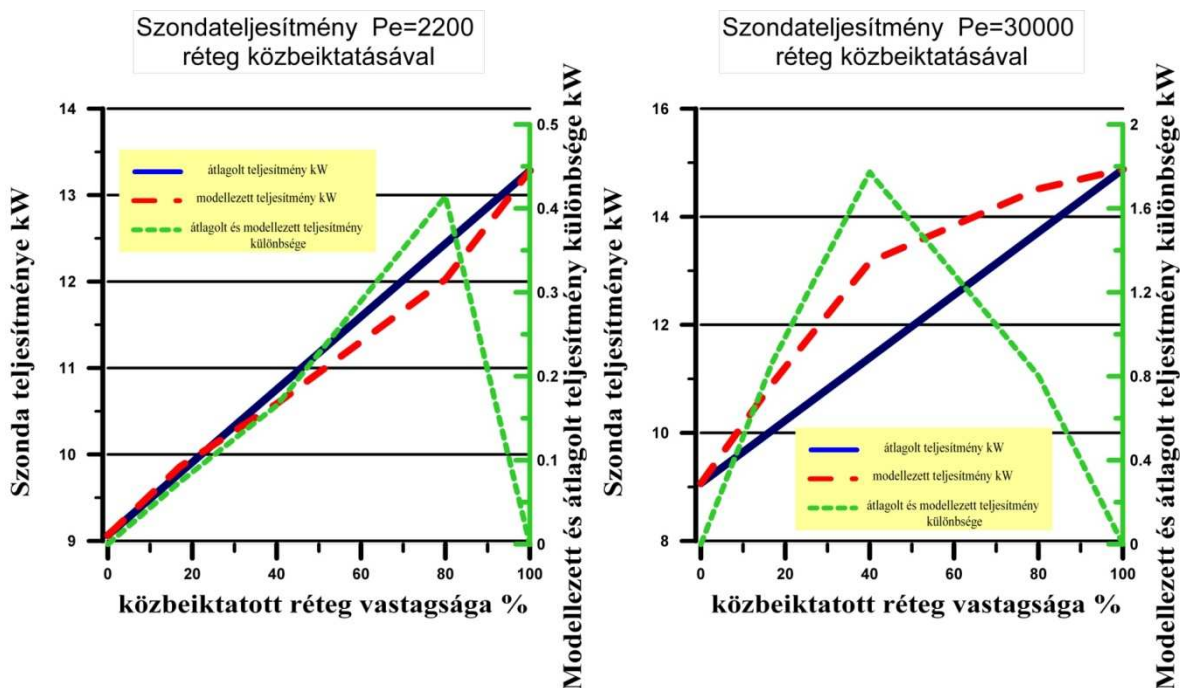
Ekkor az átlagolt teljesítmény:  $9.07 \cdot 0.6 + 13.28 \cdot 0.4 \text{ kW} = 10.754 \text{ kW}$



4.2. ábra Földhőszondák teljesítményének változása a Peclet-szám függvényében

Ezek alapján a következőket állapítom meg:

1. Ha a beillesztett réteg Peclet-száma  $\leq 1$ , a teljesítmény jelentős mértékben nem változik.
2. Ha a beillesztett réteg Peclet-száma  $\geq 1$  és  $\leq 3000$ , akkor a teljesítmény jelentős mértékben nő, a beillesztett réteg vastagságával egyenesen arányosan. A rétegzett közeg és az átlagolt közeg teljesítménye közti különbség nem számottevő, az átlagolt teljesítmény magasabb maximum 0.4 kW -tal. A különbség a beillesztett réteg vastagságával nő (4.3. ábra).
3. Ha a beillesztett réteg Peclet-száma  $\geq 3000$ , akkor a teljesítmény nagyon jelentős mértékben nő. A modellezett és az átlagolt teljesítmény értékek között jelentős akár 1.7 kW különbség is lehet. Ez a különbség a maximumát akkor éri el amikor a beillesztett réteg vastagsága az eredeti réteg vastagságának közel a felével egyezik meg (4.4. ábra).



4.3. és 4.4. ábrák Földhőszonda teljesítményének változása közepe és magas Peclet-számú és növekvő vastagságú réteg közbeiktatásával 9h folyamatos üzemelés után



Ennek a jelenségnek a megértéséhez ábrázoltam 2 nap folyamatos működés után a hőmérséklet eloszlást a szondában és a szondát körülvevő geológiai környezetben.

Vegyük elsőként a 17 m vastag közbeiktatott réteget melyben a Peclet-szám folyamatosan nő (4.5. ábra). Látható, hogy amennyiben a geológiai környezetben a Peclet-szám kicsi, tehát a konduktív hőtranszport folyamatok dominálnak, a szonda környezete jelentős mértékben és távolságban lehűl. Ahogy nő a Peclet-szám a közbeiktatott rétegben a konvektív folyamatok veszik át a hangsúlyt. Ezért a szonda környezete kevésbé hűl le, a teljesítmény nő. Ha a Peclet-szám meghalad egy bizonyos értéket, a szonda már nem csak arról a szakasról gyűjt össze többlet hőt amelyikben nagyobb a Peclet-szám, hanem az alatta és fölötte lévőből is. Ennek következtében az átlagolt teljesítmény mintegy 0.47 kW-tal alatta marad a tényleges teljesítménynek.

Ha növeljük a közbeiktatott réteg vastagságát (4.6. ábra), ez a hatás szintén nő. Ennek következtében előfordulhat hogy az átlagos és a tényleges teljesítmény különbsége 1.77 kW lesz.

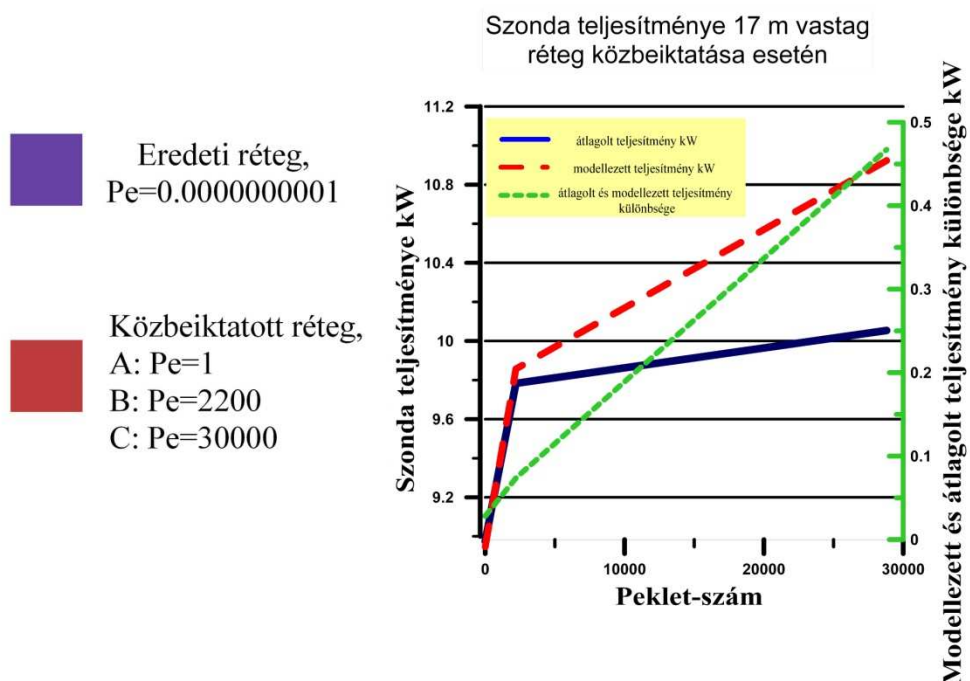
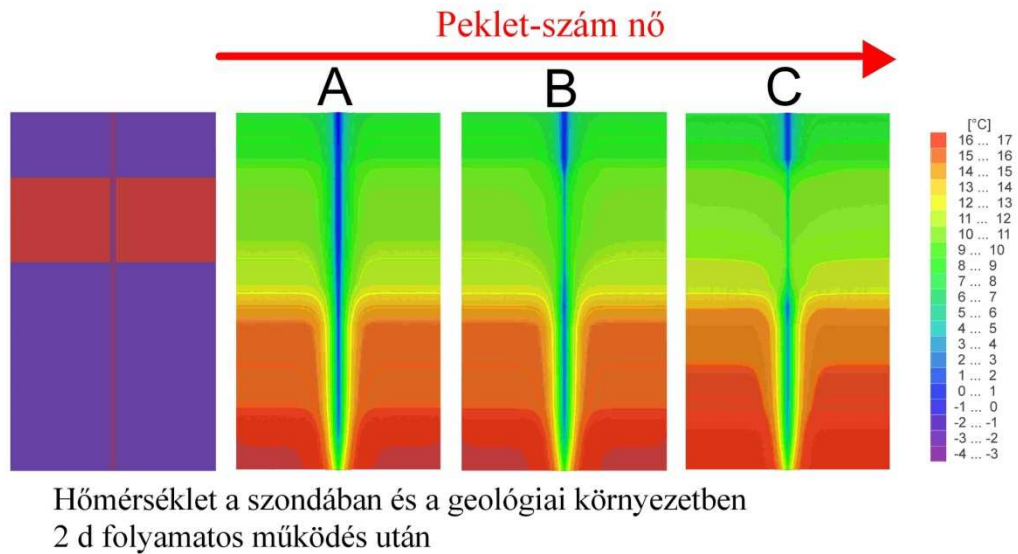
Ha a közbeiktatott réteg vastagságát 80 m-re növeljük, az átlagolt és a tényleges teljesítmény közötti különbség ismét csökken, a 30 000 körüli Peclet-szám esetén is 0.8 kW-tal magasabb a tényleges teljesítmény az átlagolt teljesítményhez képest (4.7. ábra). Ennek oka, hogy ekkor az átlagolt teljesítményt 80%-ban a jobb Peclet-számú réteg alapján számoljuk, ezért kisebb az alulbecslés hibája.

Összességében elmondható, hogy ha a közbeiktatott réteg és az eredeti réteg Peclet-szám értékei között nagyon nagy különbség van, és a közbeiktatott réteg vastagsága is jelentős, akkor nem elég az átlagolt teljesítménnyel számolni, hiszen az átlagolt teljesítmény akár több kW –tal is alulbecsüli a szonda összteljesítményét.

Másrészt a szonda telepítéskor a jelenleg gyakorlatban lévő módszer helyett, amikor előre meghatározott hosszúságú szondát helyeznek el, érdemesebb a rétegsor figyelembe vételével kialakítani a szondahosszakat. Hiszen, ha például sikerül egy 17 m vastag, jó szivárgási tényezőjű réteget is kihasználni, amelyben van vízáramlás, akkor akár szondánként a teljesítmény 1.8 kW-tal is nőhet.

#### ***4.1.2. Műszaki és működtetési megoldások optimalizálása a geológiai környezetre***

Adott geológiai környezet esetén a szondák hosszú távú teljesítménye, a szondák kialakítása, geometriája és működtetési stratégiája alapján jelentősen eltér egymástól.



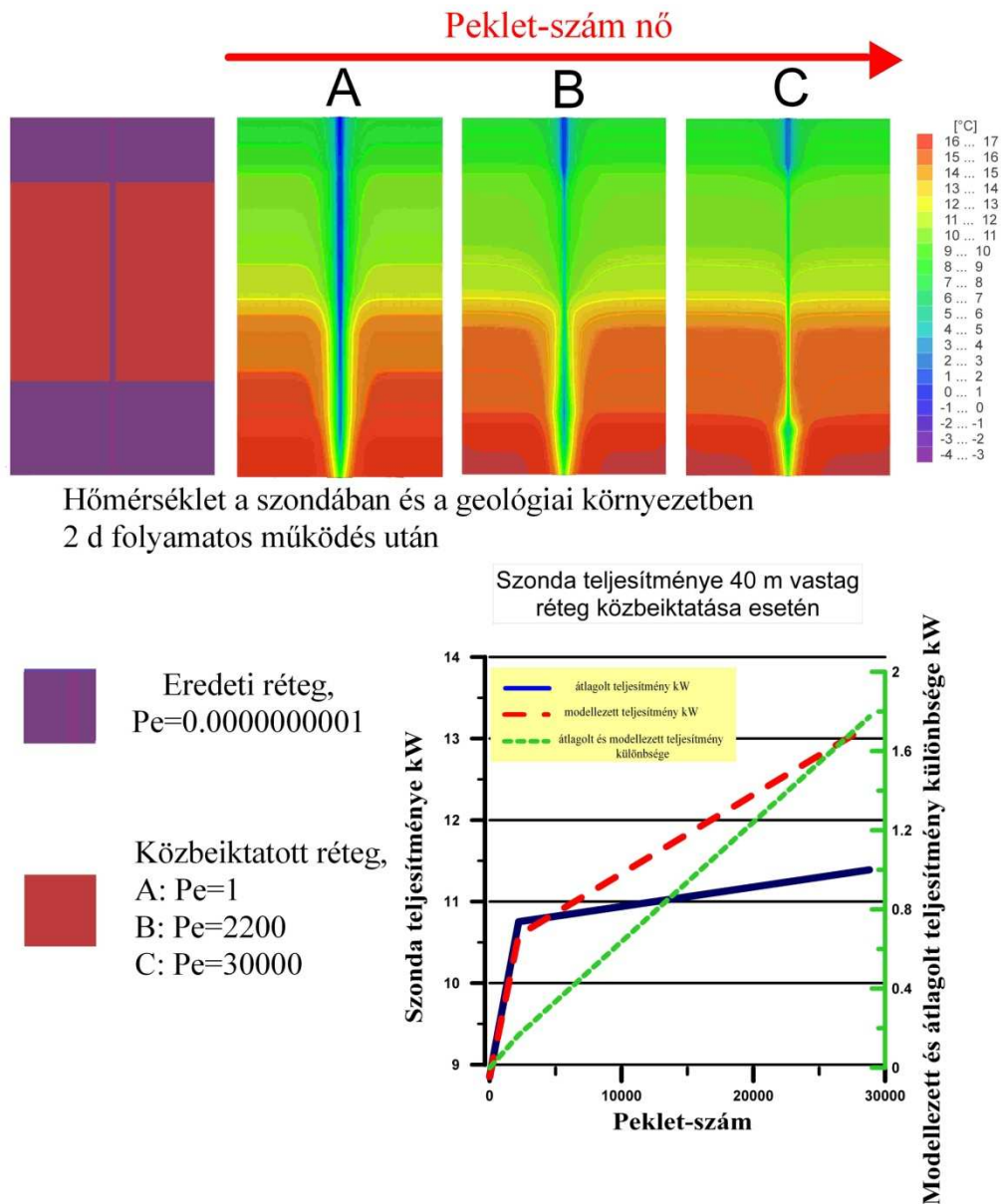
4.5. ábra Hőmérséklet a szondában és a geológiai környezetben, valamint a földhőszonda teljesítményének változása a Peclet-szám függvényében, 17 m vastag réteg közbeiktatásakor

#### 4.1.2.1. Tömedékelő anyag hővezetési tényezőjének szerepe a $Pe$ szám függvényében

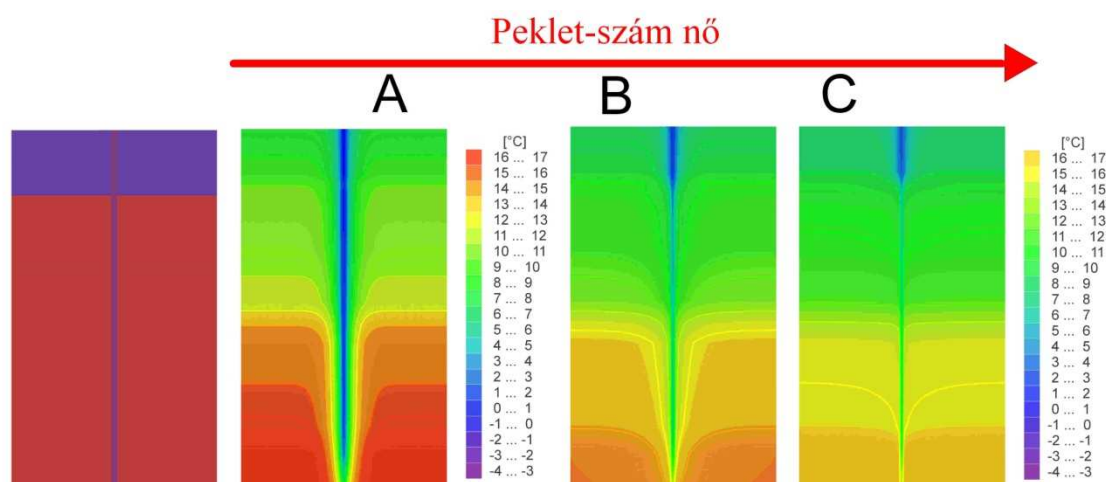
Jelenleg a hazánkban alkalmazott tömedékelő anyagok hővezetési tényezője általában 0.8- 1.2 W/m\*K körül mozog. A tömedékelő anyag általános összetétele:

- minimum 30% bentonit, 20% cement, víz, és sajátanyag keveréke

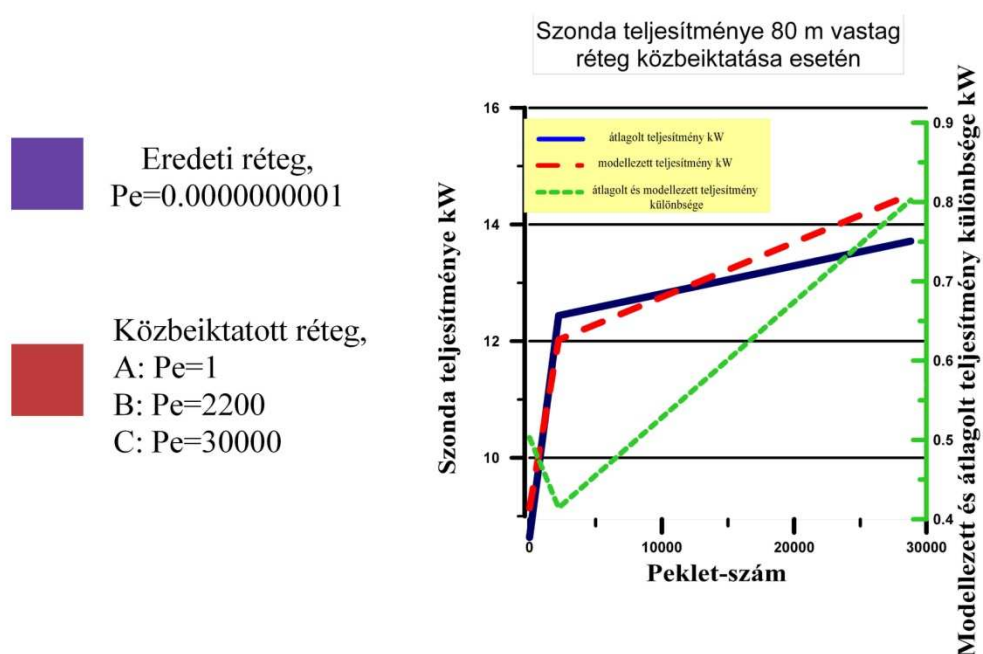
A tömedékelő anyag szerepe a környezet szennyezésektől való megóvása, és hő közvetítése a földtani környezet és a szonda között. Már régóta vásárolhatóak olyan tömedékelő anyagok, melyek hővezetési képessége ennél nagyobb akár  $2.5 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Ezek használata azonban kismértékben megdrágítja a beruházást. Valószínűleg ez az oka annak, hogy hazánkban jelenleg ilyen tömedékelő anyagok nincsenek elterjedve.



4.6. ábra Hőmérséklet a szondában és a geológiai környezetben, valamint a földhőszonda teljesítményének változása a Peclet-szám függvényében, 40 m vastag réteg közbeiktatásakor



Hőmérséklet a szondában és a geológiai környezetben 2 d folyamatos működés után



4.7. ábra Hőmérséklet a szondában és a geológiai környezetben, valamint a földhőszonda teljesítményének változása a Peclet-szám függvényében, 80 m vastag réteg közbeiktatásakor

Hogy meghatározzam adott geológiai környezetben (adott Peclet-szám esetén) ilyen anyag használatával mennyivel több hőt lehet szondánként nyerni a 3. fejezetben tárgyalt magányos földhőszonda modellt használtam. A 4.1.1.2. fejezetben kiszámított teljesítményeket, melyeket  $1.15 \text{ W/m}^2\text{K}$  hővezető képességű tömedékelő anyagra határoztam meg, vettem alapul. Az ottani 12 modellvariánsból kiválasztottam 9 –et, melyeket módosítottam, oly módon hogy megnőveltem a tömedékelő anyag hővezetési tényezőjét  $2.5 \text{ W/m}^2\text{K}$  - re. Az eredeti és a megnövelt hővezetési tényezőjű tömedékelő anyaggal számított teljesítményeket a 4.4. táblázat tartalmazza.

Ezek alapján a következőket állapítom meg:

1. Amennyiben  $Pe < 1$ , a szondák teljesítményének különbsége nagyjából állandó, 1 kW alatt marad
2. Amennyiben  $Pe \geq 1$  és  $Pe \leq 10000$ , a szondák teljesítményének különbsége folyamatosan nő, végül 2.8 kW körül állandósul (4.8. ábra)  
Ettől kezdve a két teljesítmény közti különbség lényegesen nem változik

Összefoglalva elmondható, hogy magas hővezetési képességű tömedékelő anyagok használata mindenképpen kívánatos, főleg azokban az esetekben, ha magas Peclet-számú rétegek állnak rendelkezésre, hiszen ilyenkor, az összes hőszükséglet és szondaszám függvényében akár egy teljes szonda is megspórolható.

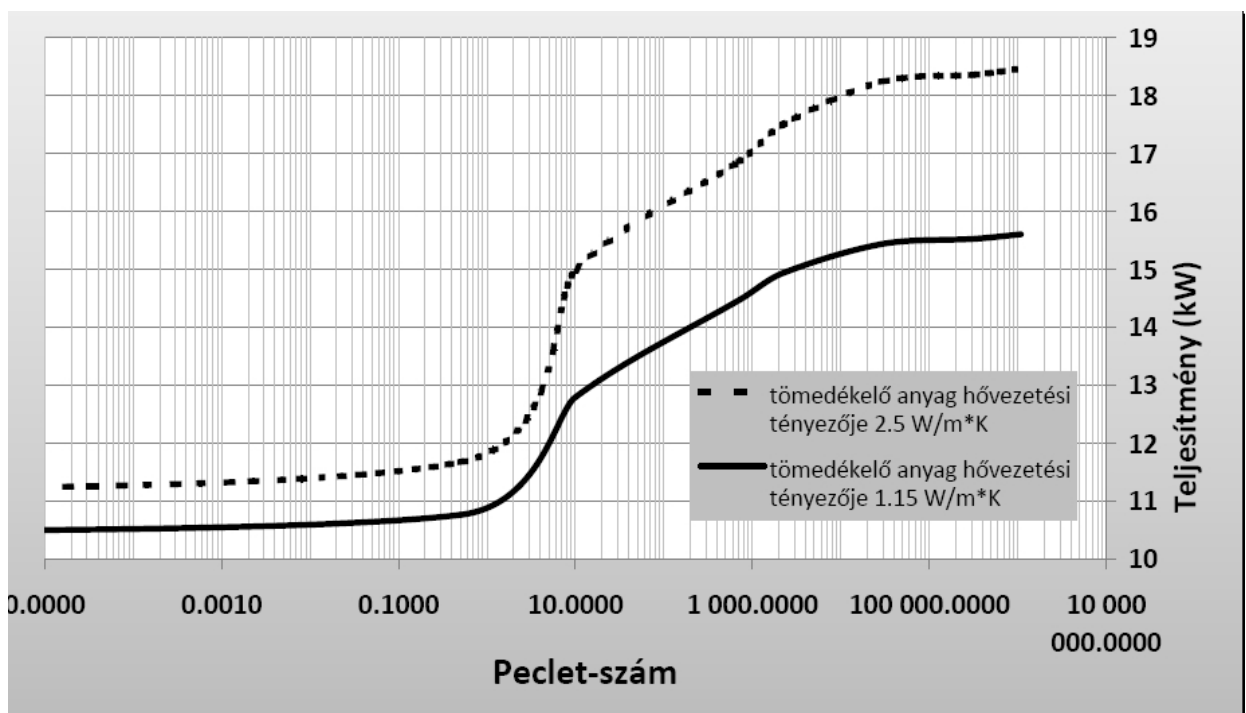
#### 4.4. táblázat

<b><i>Teljesítmény különböző hővezetési tényezőjű tömedékelő anyagok, és Peclet-számok esetén</i></b>		
<b>Peclet-szám</b>	<b>teljesítmény [kW] <math>\lambda = 2.5 \frac{W}{m \cdot K}</math></b>	<b>teljesítmény [kW] <math>\lambda = 1.15 \frac{W}{m \cdot K}</math></b>
3E-12	10.84	10.48
5E-10	11.16	10.48
0.5	11.68	10.77
10	14.98	12.8
700	16.86	14.47
2200	17.5	14.94
28500	18.24	15.44
312000	18.36	15.53
1081600	18.47	15.61

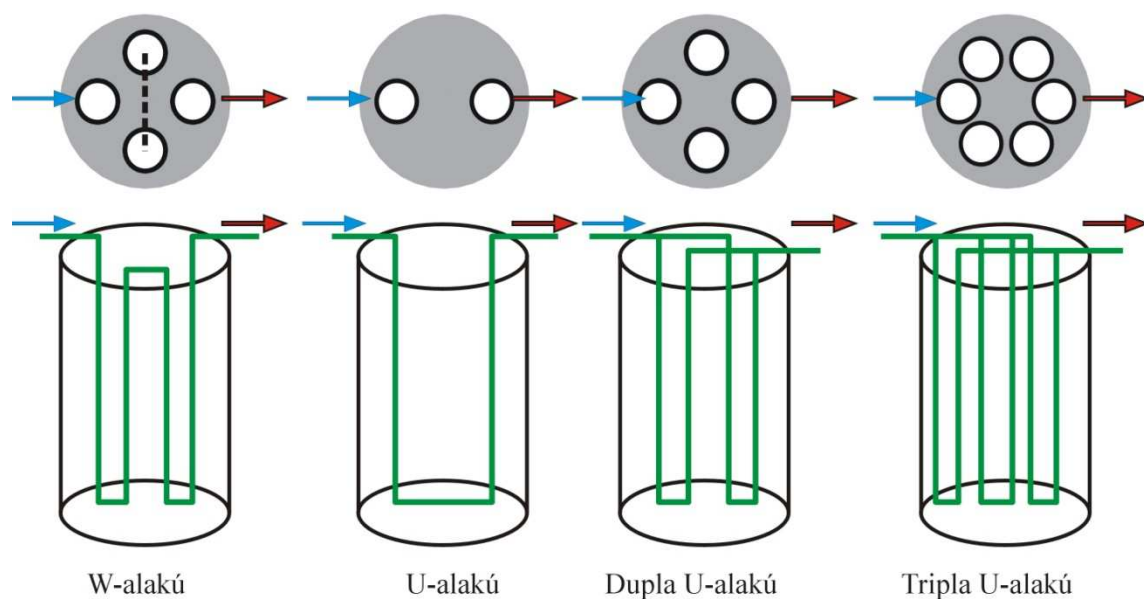
#### 4.1.2.2. Szondatípus optimaizálása

Földhőszondás hőszivattyúk telepítése során különböző geometriájú csövek állnak a kivitelezők rendelkezésére. Ezek a már említett U-alakú, a Dupla U-alakú, a Tripla U-alakú és a W-alakú (4.9. ábra).

Hazánkban a leggyakrabban használt U-alakún kívül, még viszonylag elterjedt a dupla U-alakú. A másik két típus ritkább. A szakirodalomban szinte alig találni adatot arról, hogy a különböző típusokat, az egyes geológiai környezetekben milyen hatékonysággal lehet alkalmazni. A tervezők általában a dupla U-szondák beépítésekor, a 2.2. és a 2.3. melléklet szabvány táblázatait veszik alapul, azzal a kitételrel, hogy várhatóan a kivethető teljesítmény az adott szondával ennél valamivel több, így a biztonsági ráhagyás a szokottnál kisebb kell hogy legyen.



4.8. ábra Szondák teljesítménye különböző típusú tömedékelő anyagok alkalmazása esetén a Peclet-szám függvényében



4.9. ábra A leginkább elterjedt szondatípusok felül és oldalnézeti ábrája

Mivel adott geológiai környezetben és működtetési feltételek esetén eltérő szondákkal kivehető teljesítmény eltérően alakulhat ezért elkészítettem az eddig tárgyalt U-alakú szondán kívül a másik három szonda véges elem modelljét. Ezután mindhárom modellel meghatároztam a kivehető hőmennyiséget különböző geológiai környezetben (különböző Peclet-számok esetén), és különböző működési idők elteltével. Minden esetben a maximum hőmennyiséget kivevő modult alkalmaztam.

#### 4.1.2.2.1. Szondatípus hatása különböző geológiai környezetekben

Az egyes szondatípusokkal kivehető kalkulált maximum hőmennyiséget a 4.1. melléklet tartalmazza.

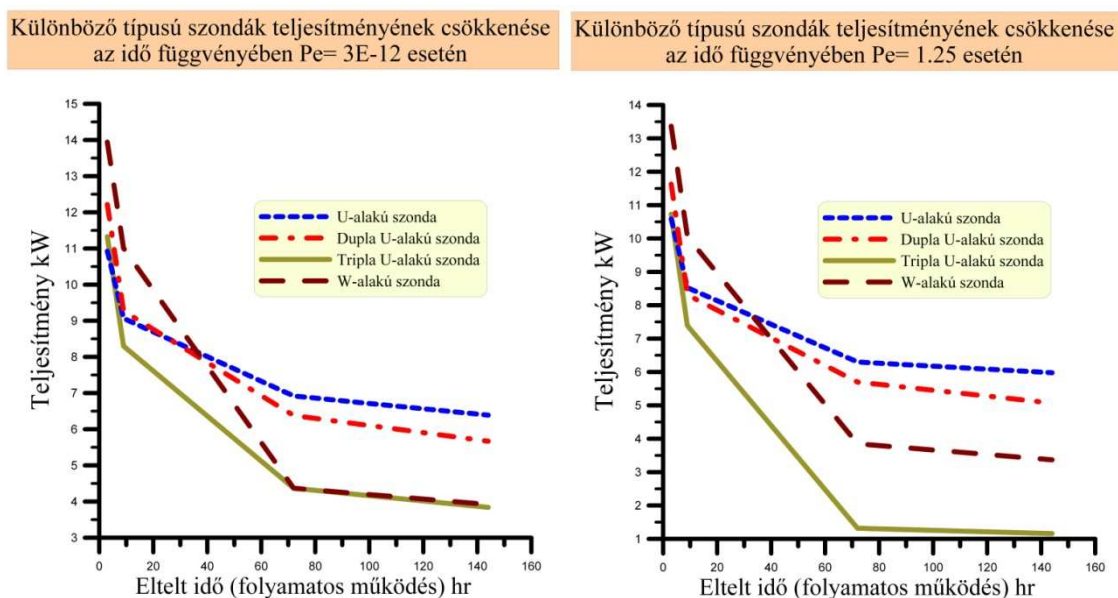
Ezek alapján a következőket állapítom meg:

1. Amennyiben  $Pe < 1$ , a dupla U-alakú szonda, rövid működési idő esetén jelent némi pluszteljesítményt (1.3 kW), ez a pluszteljesítmény azonban hosszabb működési idő során elvész, sőt 40 h (magasabb Peclet-szám esetén 10 h) működés után az U-alakú szonda teljesítmény nagyobb, 144 h folyamatos működés után ez a különbség fél kW körül



állandósul az U-alakú szonda javára. A W-alakú szonda teljesítménye az első 40h működés során mintegy 1.5-2 kW-tal meghaladja az előző két típust, 40 h működés után teljesítménye azonban rohamosan csökken. A Tripla U-szonda teljesítménye, a lábak termális egymásra hatása miatt mindvégig a legalacsonyabb (4.10. ábra).

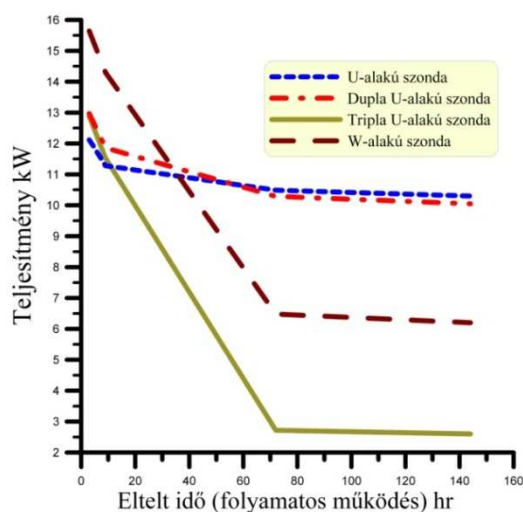
2. Amennyiben  $Pe \geq 1$  és  $Pe \leq 10\,000$ , lényeges változás történik a szimpla és Dupla U-alakú szonda teljesítményében. Míg a tripla U-szonda és a W-alakú szonda teljesítménye a működési idő növekedésével továbbra is lényegesen romlik, addig a másik két típus teljesítménye a Peclet –szám növekedésével hosszú működési idő esetén sem csökken lényegesen (4.11. ábra).
3. Ezen belül ha  $Pe \geq 1000$ , a dupla U-alakú szonda a működési idő egésze során jobb teljesítményt nyújt



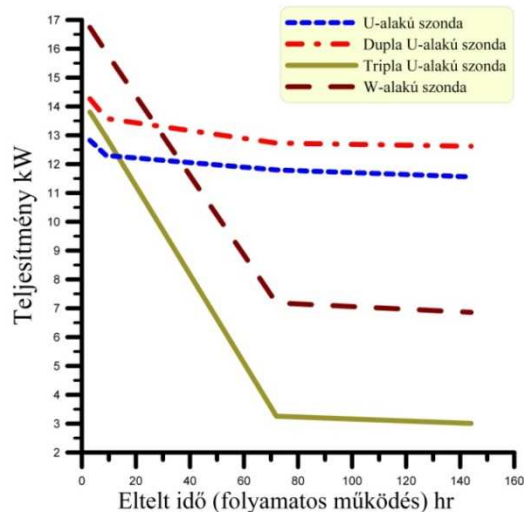
4.10. ábra Különböző típusú szondák teljesítménye alacsony Peclet-szám esetén



Különböző típusú szondák teljesítményének csökkenése az idő függvényében  $Pe = 700$  esetén



Különböző típusú szondák teljesítményének csökkenése az idő függvényében  $Pe = 2200$  esetén



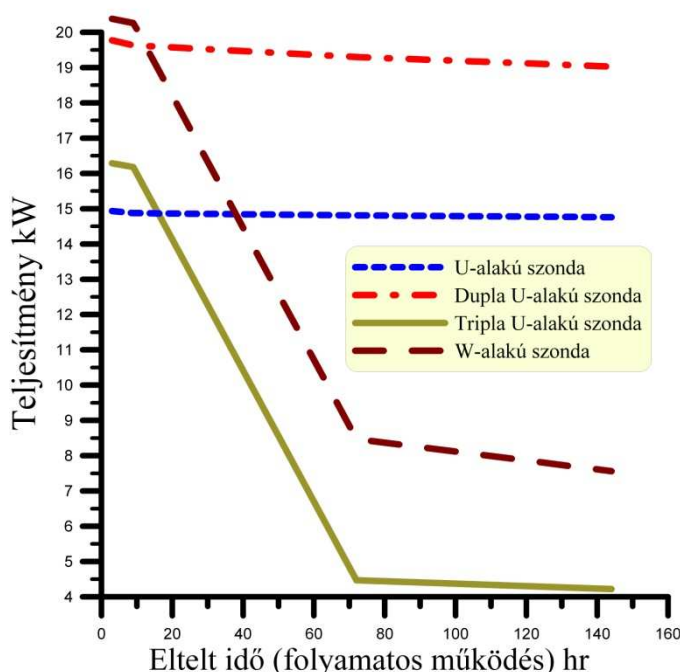
4.11. ábra Különböző típusú szondák teljesítménye magas Peclet-szám esetén

4. Amennyiben  $Pe \geq 10\,000$ , a tripla U-szonda és a W-alakú szonda teljesítményének jelleggörbájében nem történik lényeges változás. A szimpla U-alakú szonda teljesítménye a működési idő elteltével folyamatosan állandó 15 kW. A dupla U-alakú szonda teljesítménye ezzel szemben lényegesen nagyobb 19 kW körül állandósul (4.12. ábra).

#### 4.1.2.2.2. Szondatípus és működési idő hatásai

Mivel láttuk, hogy a szondatípus kiválasztásánál a várható folyamatos működési idő hossza lényeges szempont, ezért a továbbiakban áttekintem mely szondatípus milyen működési idő esetén a leghatékonyabb

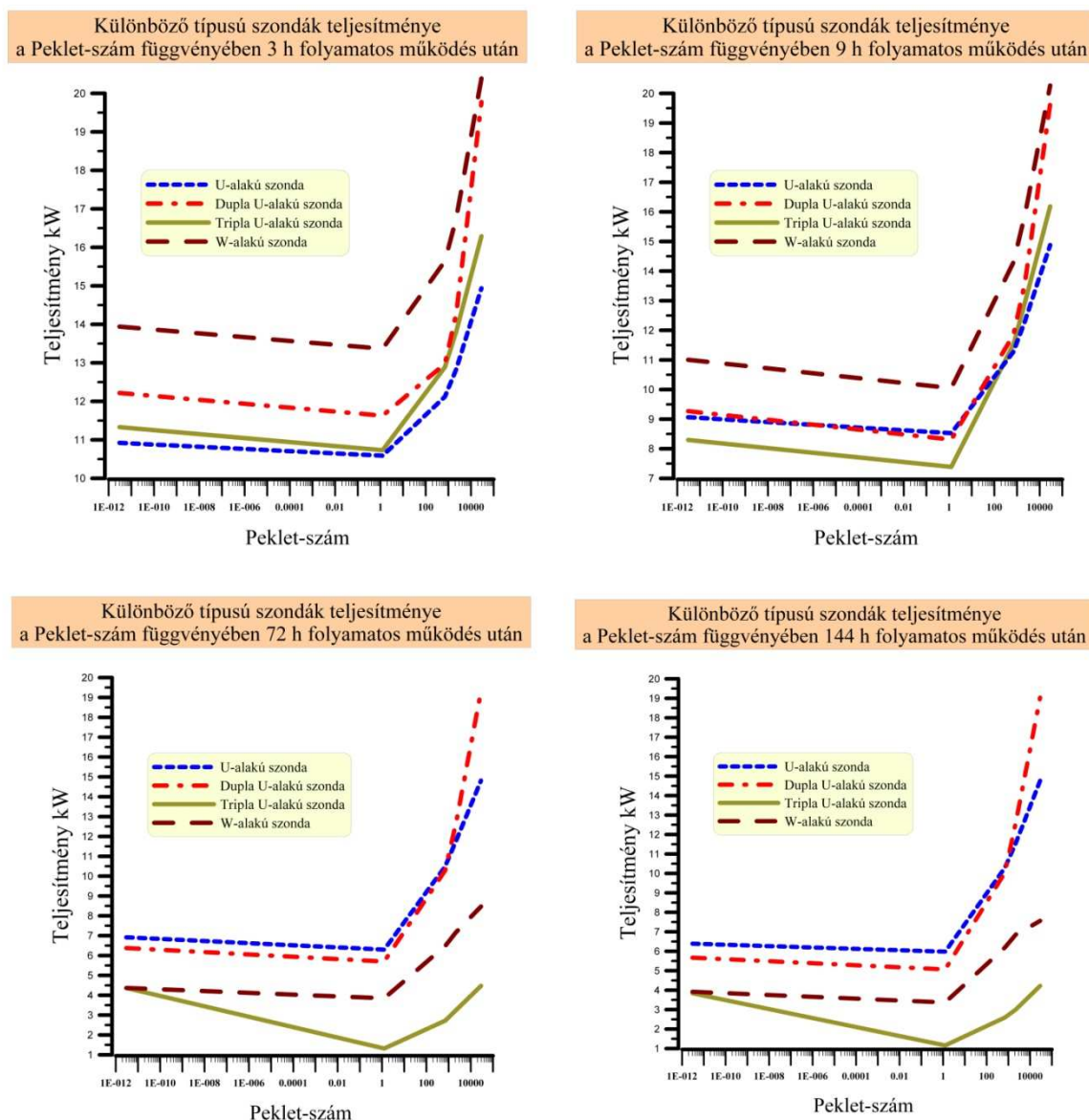
Különböző típusú szondák teljesítményének csökkenése az idő függvényében  $Pe = 30000$  esetén



4.12. ábra Különböző típusú szondák teljesítménye igen alacsony Peclet-szám esetén

1. Ha az energiaszükséglet rövidebb néhány órás időszakokban jelentkezik a szimpla U-alakú szonda teljesítménye rosszabb, mint bármelyik másik geometriáé. Alacsony Peclet-szám esetén a W-alakú szonda 3 kW- tal ad több energiát, a dupla U-alakú szonda 1. 2 kW- tal, míg a tripla U-alakú csak néhány kW-tal.
2. Ha a folyamatos működési idő 9h, a tripla U-alakú szonda teljesítménye rosszabb mint a szimpla U-alakú szondáé. A dupla U-alakú szonda teljesítménye alacsony Peclet-számok esetén azonos a szimpla U-szondával, de magas Peclet-szám esetén teljesítménye jóval meghaladja azt. A W-alakú szonda teljesítménye minden Peclet-szám esetén sokkal nagyobb mint az előző három típusé.
3. Ha hosszú több (3 vagy akár 6) nap folyamatos működési idő szükséges, akkor a hagyományos U-alakú szonda teljesítménye a legmagasabb. Kivéve magas Peclet-számok esetén, mint arról már

szóltunk, ekkor a dupla U-alakú szonda akár 4 kW-teljesítménnyel is többet nyújthat (4.13. ábra).



4.13. ábra Különböző típusú szondák teljesítménye a Peclet-szám függvényében különböző hosszúságú működési idők esetén

Összefoglalva elmondható, hogy az U-alakútól eltérő, többletköltséget jelentő szondák beépítésekor figyelembe kell venni, hogy milyen földtani környezet áll rendelkezésre és hogy milyen hosszúak lesznek a várható folyamatos működési periódusok. Rövid működési idők esetén és magas Peclet-szám esetén járhatnak legnagyobb előnnyel a dupla U-alakú, és W-

alakú szondák. A tripla U-alakú szonda használata a modellezett szondaátmérő esetén nem tanácsos, a lábak túl közel vannak egymáshoz, ezért rontják a szonda teljesítményét.

Előfordulhat, hogy egy épület többfajta működési stratégiát igényel, például egy biológiai intézet, ahol a növényházban a növények számára folyamatos fűtést kell biztosítani, az irodában azonban elég rövidebb időszakokra bekapcsolni a fűtést. Ilyenkor érdemes a többféle igényekre többféle szondatípust alkalmazni.

## **4.2.A szondamező modell eredményei**

A 3.2. fejezetben leírt szondamező modellek segítségével számoltam különböző elrendezésű és kapcsolású öt darab szondából álló mező teljesítményét és hőmérséklet eloszlását. Minden elrendezéshez és kapcsoláshoz a geológiai környezet hatását figyelembe veendő különböző modellvariánsokat készítettem. Hogy a hőszivattyúmező teljesítményének időbeli változását modellezni tudjam, minden modellvariáns esetén kiszámítottam a teljesítményt 9h, és 3, 6 és 150 nap elteltével. Mivel a párhuzamos és soros kapcsolás viselkedése eltérő, ezért külön-külön tárgyalom őket.

### **4.2.1. Párhuzamos kapcsolás**

Párhuzamos kapcsolás esetén, az összes szonda előremenő hőmérsékletét az első szonda visszatérő hőmérséklete alapján definiáltam, a 3.2. fejezetben leírt maximum hőmennyiséget kivéő szabályozó modul segítségével. Gyakorlatilag azt mondhatjuk tehát, hogy párhuzamos kapcsolás esetén az összteljesítmény megegyezik az egyes szondák teljesítményének összegével, abban az esetben, ha a szondák nem rontják egymás hatékonyságát.

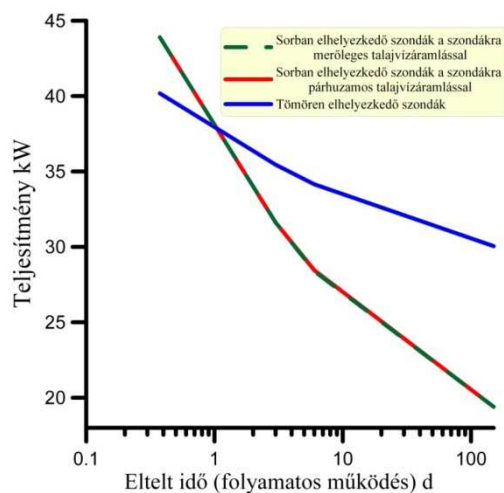
Párhuzamos kapcsolás esetén az egyes szondákat összekötő csőhálózatban a folyadékáram a szondában lévő folyadékáram annyi szorosa, ahány darabból áll a szondamező.

#### **4.2.1.1. Teljesítmény alacsony Peclet-szám esetén**

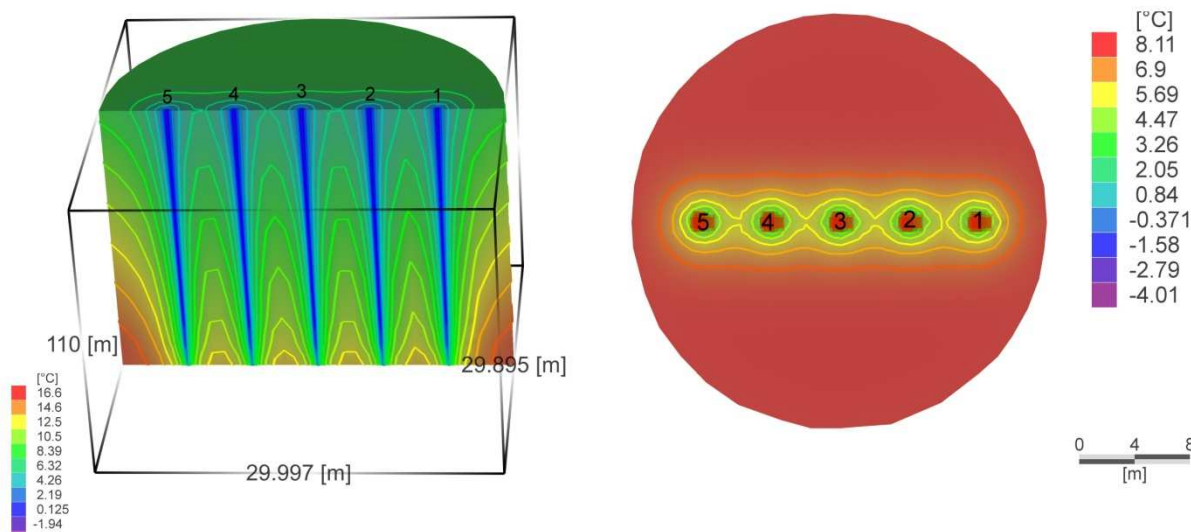
Alacsony Peclet-szám esetén a sorban elhelyezkedő szondák a szondasorra merőleges és párhuzamos vízáram esetén is hasonló teljesítményt adnak. A sorszondák teljesítménye 3 nap

folyamatos működés után 31.6 kW, ez az érték a működési idő előrehaladtával fokozatosan csökken.

Különböző elrendezésű szondamezők teljesítményeinek alakulása az idő függvényében párhuzamos kapcsolás és  $Pe=3E-12$  esetén



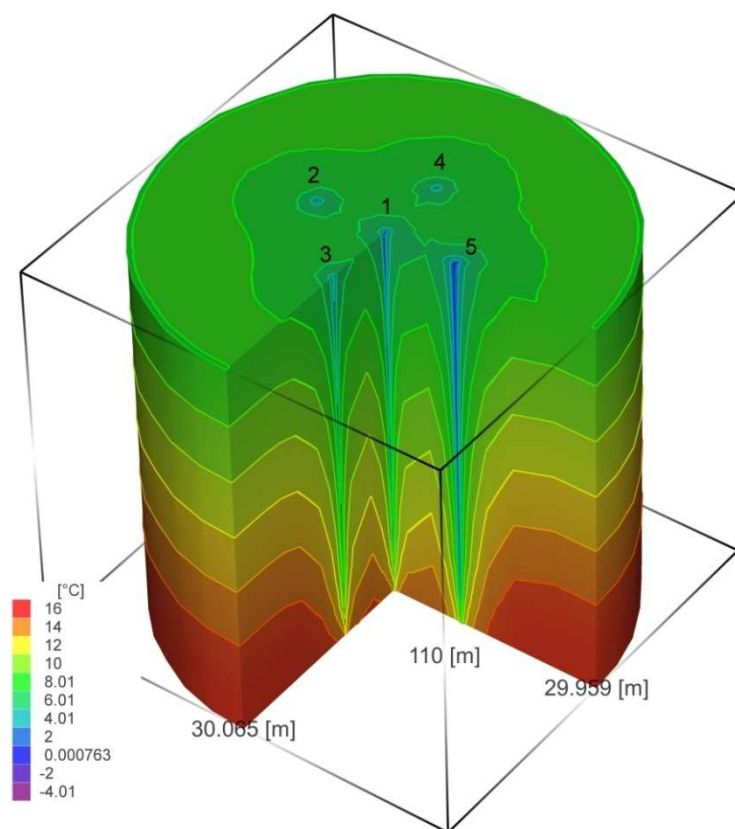
4.14. ábra Különböző elrendezésű szondamezők teljesítményeinek alakulása a működési idő függvényében alacsony Peclet-szám esetén



4.15. ábra Sorban elrendezett szondamező hőmérséklet eloszlása párhuzamos kapcsolás és alacsony Peclet-szám esetén

A tömören elhelyezkedő szondák teljesítménye a működési idő kezdetén rosszabb, azonban 1 nap folyamatos működés után teljesítményük jobb mint a sorszondáé. 3 nap folyamatos működés után a tömör szondamező teljesítmény 35.5 kW (4.14. ábra). 150 nap folyamatos

működés után pedig a két elrendezés közti hőmérsékletkülönbség jelentős, 5.5 kW. Ennek oka, hogy a sűrű elrendezés esetén a szondák környezete nem hűl úgy le, mint soros elrendezés esetén (4.15. és 4.16. ábrák).



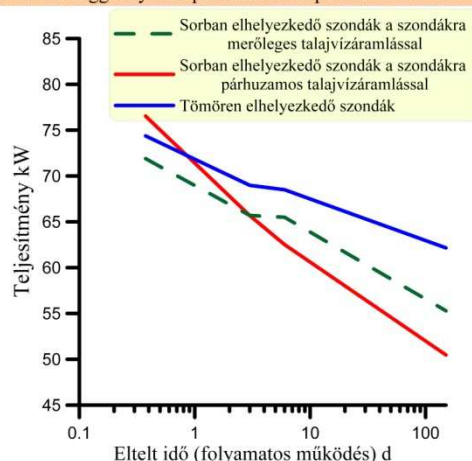
4.16. ábra Tömören elrendezett szondamező hőmérséklet eloszlása párhuzamos kapcsolás és alacsony Peclet-szám esetén

#### 4.2.1.2. Teljesítmény közepes Peclet-szám esetén

A Peclet-szám növekedése következtében a szondamező teljesítménye nő. Egy körüli Peclet-szám esetén az első 11 nap folyamatos működés alatt a sorban elhelyezkedő szondamező teljesítménye jobb, ezen belül is a talajvízáramlás irányára merőlegesen elrendezett szondasornak van nagyobb teljesítménye. 11 nap folyamatos működés után a vízáramlásra merőlegesen egy sorban elhelyezett szondák teljesítménye a legjelentősebb. Amennyiben  $Pe = 180$  a vízáramlásra merőlegesen sorban elhelyezett szondák teljesítménye romlik, rövidebb mint egy napig tartó folyamatos működés esetén a vízáramlásra merőlegesen sorban elhelyezett szondák teljesítménye a legjobb, de az egy napon túli folyamatos működés után ennek az elrendezésnek a hatékonysága csökken a tömör elrendezéshez képest (4.17. ábra).



Különböző elrendezésű szondamezők teljesítményeinek alakulása az idő függvényében párhuzamos kapcsolás és  $Pe=180$  esetén

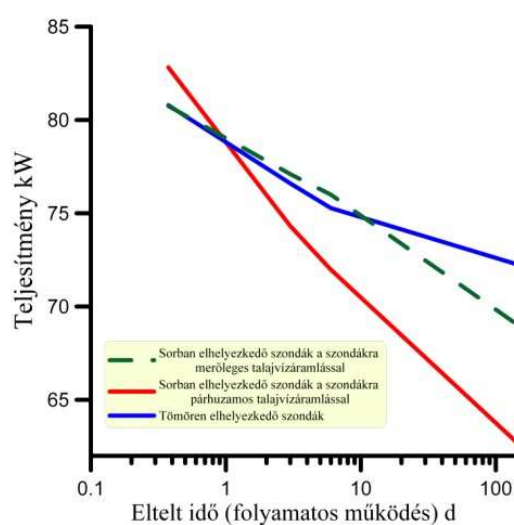


4.17. ábra Különböző elrendezésű szondamezők teljesítményeinek alakulása a működési idő függvényében közepes Peclet-szám esetén

#### 4.2.1.3. Teljesítmény magas Peclet-szám esetén

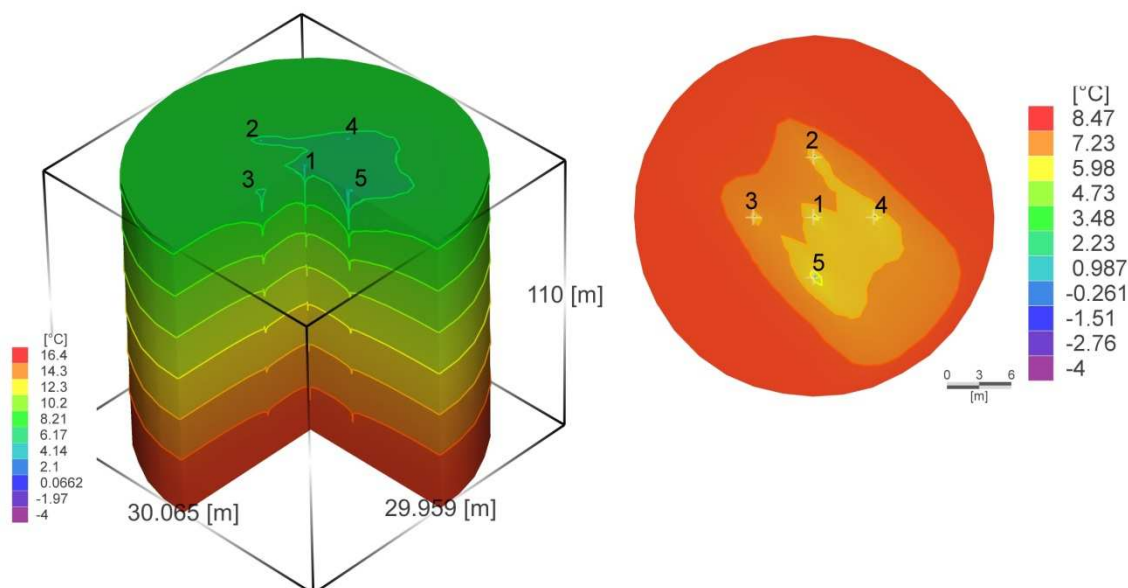
Magasabb Peclet-számok és 1 nap alatti működési idő esetén a sorszonda párhuzamos vízáramlással a leghatékonyabb elrendezési mód. 1 nap utáni folyamatos működés a sorszonda mező merőleges vízáramlással azonban jobb teljesítményt nyújt. Egészen magas Peclet-számok esetén a teljesítmény nem változik a folyamatos működési időszak hosszával, hanem igen magas konstans értékre beáll (4.18. ábra).

Különböző elrendezésű szondamezők teljesítményeinek alakulása az idő függvényében párhuzamos kapcsolás és  $Pe=3500$  esetén

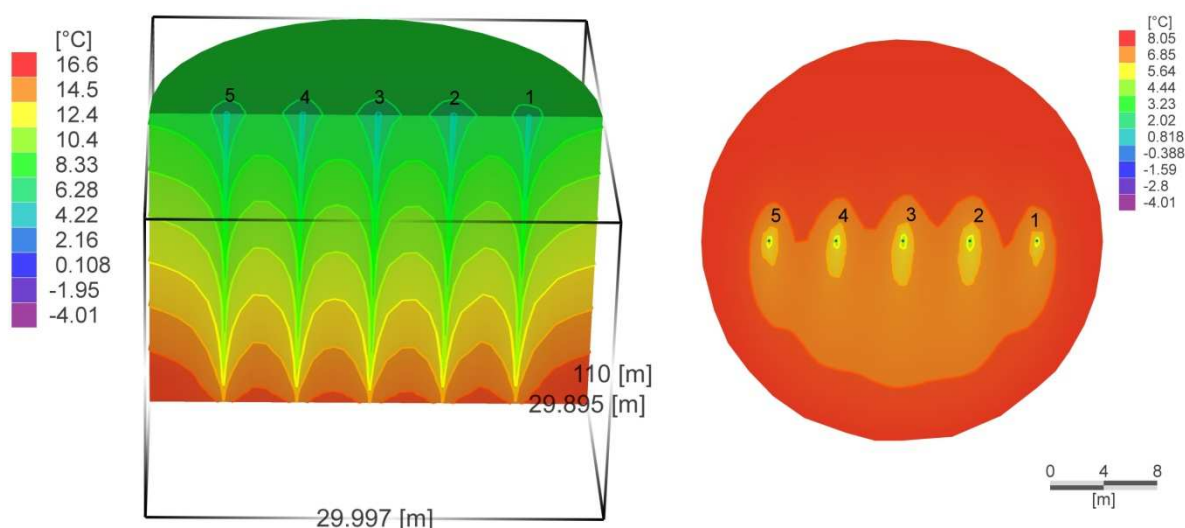


4.18. ábra Különböző elrendezésű szondamezők teljesítményeinek alakulása a működési idő függvényében magas Peclet-szám esetén

Ennek oka, hogy nagy hidraulikus gradiens esetén mindegyik elrendezésre jellemző, hogy a szondák hatástávolsága nagyobb mint a szondák egymástól való távolsága. A szondamező körül egy egybefüggő alacsonyabb hőmérsékletű terület alakul ki. Ezért, a vízáramlás irányának függvényében a különböző szondák különböző mértékben rontják egymás hatékonyságát (4.19.-4.21. ábrák).

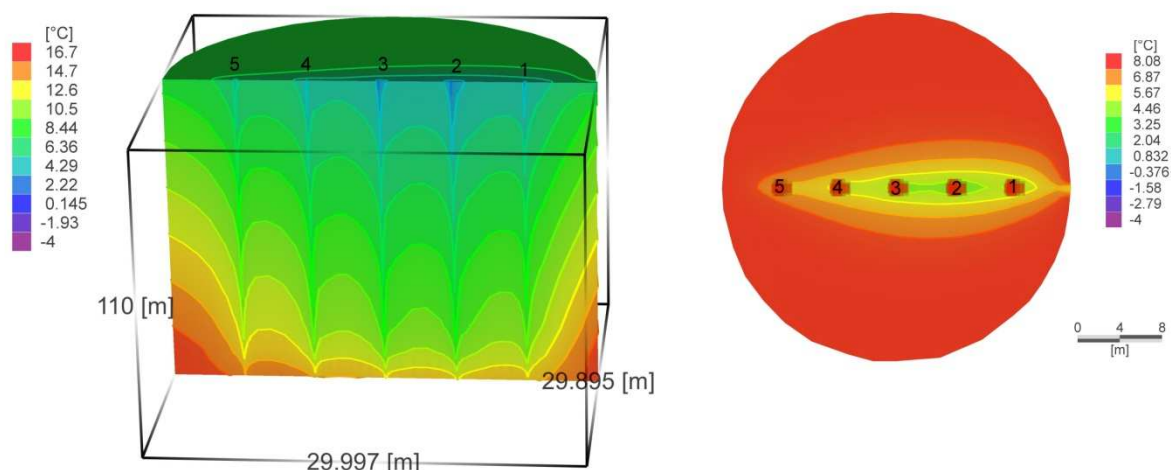


4.19. ábra Tömötten elrendezett szondamező hőmérséklet eloszlása párhuzamos kapcsolat és magas Peclet-szám esetén



4.20. ábra Sorban, a vízáramlásra merőlegesen elrendezett szondamező hőmérséklet eloszláspárhuzamos kapcsolat és magas Peclet-szám esetén





4.21. ábra Sorban, a vízáramlással párhuzamosan elrendezett szondamező hőmérséklet eloszlása párhuzamos kapcsolás és magas Peclet-szám esetén

#### 4.2.1.4. Az egyes szondák szerepe az összteljesítmény kialakításában

Mivel különböző elrendezések és Peclet-számok esetén az egyes szondák az összteljesítményből eltérően veszik ki a részüket, ezért kördiagramon ábrázoltam az egyes szondák előremenő és visszatérő ágainak hőmérséklet különbségeit. Ezek az értékek egyenesen arányosak a teljesítménnyel, így könnyen kiszámolható, hogy az egyes szondák hány százalékkal veszik ki részüket az összteljesítményből (4.22. ábra). Összességében elmondható hogy párhuzamos kapcsolás esetén a szondák mindegyike közel 20%-ban veszi ki részét az összteljesítményből.

Magas Peclet-szám ( $Pe=3500$ ) és a vízárammal párhuzamosan sorban elrendezett szondák esetén 150 nap folyamatos működés elteltével az 5. szonda teljesítmény a legjobb és a 2. szonda teljesítménye a legrosszabb. A két szonda előremenő és visszatérő ágon mért hőmérséklet különbsége között  $2\text{ °C}$  a különbség. A vízáramra merőlegesen sorban elhelyezett szondák esetén ( $Pe=3500$ , 150 d), ez a különbség csupán  $0.2\text{ °C}$ , az 1. szonda teljesítménye a legjobb és a 3. szonda teljesítménye a legrosszabb. Tömött elrendezés esetén ez a különbség  $0.7\text{ °C}$ , A 3. szonda teljesítménye a legjobb és az 5. szonda teljesítménye a legrosszabb.

Alacsony Peclet-szám ( $Pe=3E-12$ ), és a vízáramra merőleges soros elrendezés esetén az 1. szonda teljesítménye a legjobb és a 4. szonda teljesítménye a legrosszabb. A két szonda

előremenő és visszatérő ágon mért hőmérséklet különbsége között  $0.4\text{ }^{\circ}\text{C}$  a különbség. A vízáramra merőlegesen sorban elhelyezett szondák esetén a hőmérséklet különbségekben és az összteljesítményben nem figyelhető meg lényeges különbség az előzőhöz képest. Tömött elrendezés esetén ez a különbség  $0.4\text{ }^{\circ}\text{C}$ , Az 1. szonda teljesítménye a legjobb és az 4. szonda teljesítménye a legrosszabb.

A szondák előremenő és visszatérő ágainak pontos hőmérséklet értékeit, 150 nap folyamatos működés után, a 4.2. melléklet tartalmazza.

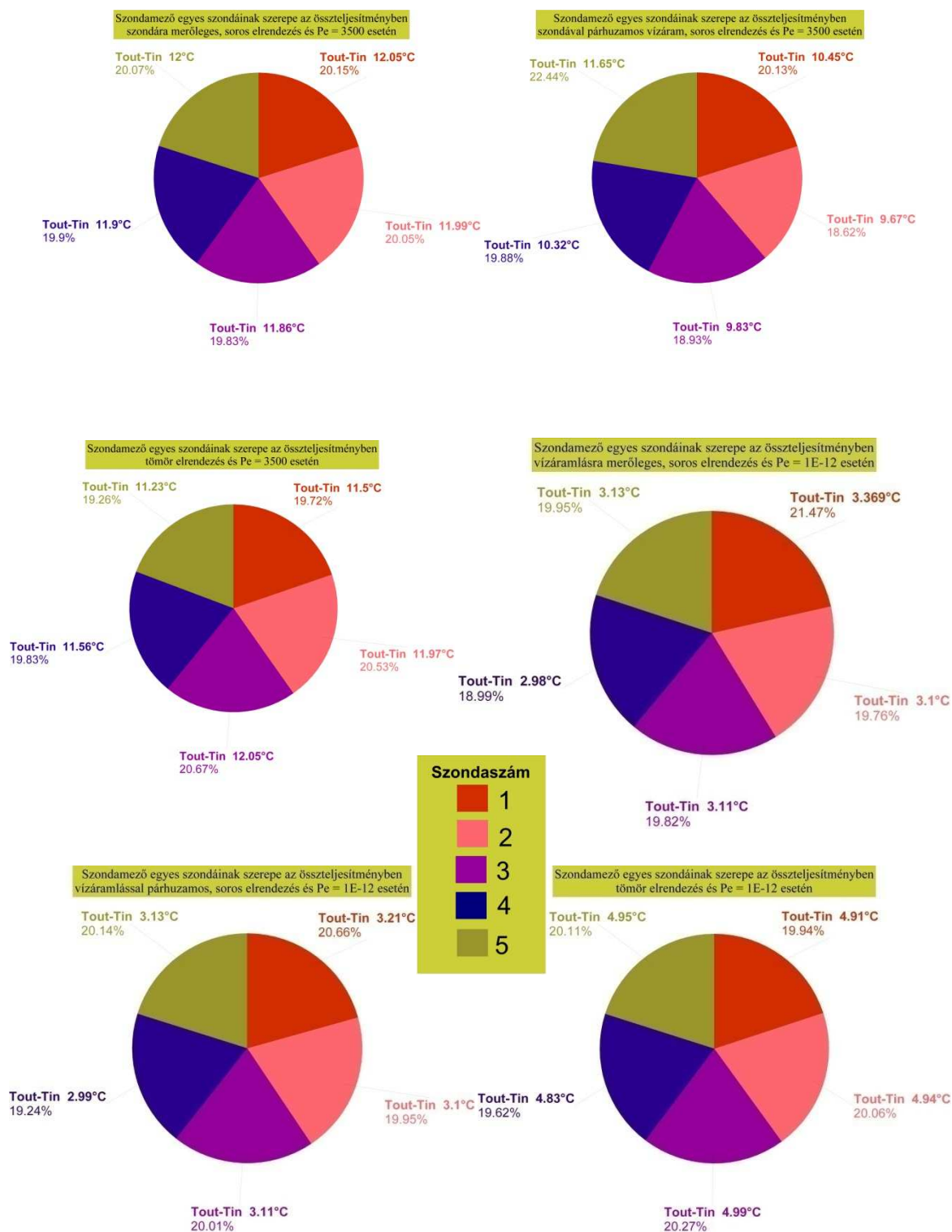
#### ***4.2.2. Soros kapcsolás***

Soros kapcsolás esetén, a 3.2. fejezetben leírt maximum hőmennyiséget kivevő szabályozó modul segítségével az utolsó szonda visszatérő ágának kezdeti hőmérséklete az előre definiált érték, ez alapján határoztam meg az első szonda előremenő ágának hőmérsékletét. A többi szonda előremenő hőmérsékletét a sorban eggyel előbb elhelyezkedő szonda visszatérő hőmérséklete alapján határoztam meg. Soros kapcsolás esetén az első szonda előremenő hőmérséklete lesz a legalacsonyabb, így ez a szonda adja a legmagasabb teljesítményt.

A soros-kapcsolású szondamező-modellek szondáiban ugyanakkora tömegárammal számoltam, mint a párhuzamos kapcsolású szondamező-modell szondáiban. Figyelembe véve, azonban hogy:

- párhuzamos kapcsolás esetén az egyes szondákat összekötő osztó és gyűjtő csövekben a folyadékáram a szondában lévő folyadékáram annyi szorosa, ahány darabból áll a szondamező
- soros kapcsolás esetén a csőhálózatban mindenhol azonos a tömegáram
- a teljesítmény a tömegárammal egyenesen arányos (lásd: 2.1. összefüggés)

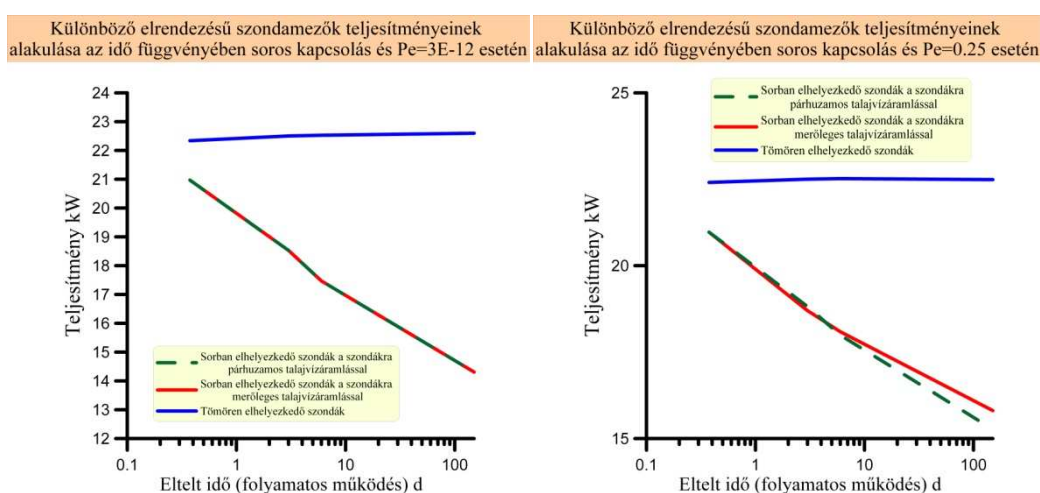
a soros és párhuzamos kapcsolás teljesítmény értékei nem összehasonlíthatóak.



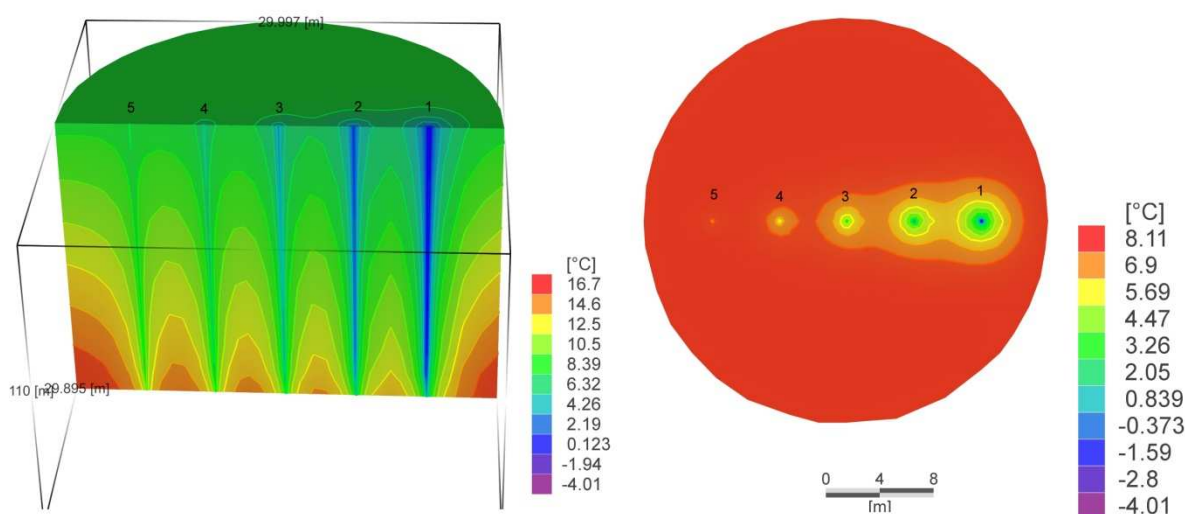
4.22. ábra Különböző elrendezések és Peclet-számok esetén, 150 nap folyamatos működés után, a szondamező egyes szondái előremenő és visszatérő ágainak hőmérséklet különbségei. Az arány megegyezik az összteljesítményből való részesedés arányával

#### 4.2.2.1. Teljesítmény alacsony Peclet-szám esetén

Alacsony Peclet-szám esetén a tömören elhelyezkedő szonda teljesítménye a folyamatos működés hosszával sem csökken. Értéke 20.3 kW-ra áll be. Ezzel szemben az egy sorban elhelyezett szondákból álló szondamező teljesítménye mindvégig csökken, és alatta marad a tömören elrendezett szondamező teljesítményének. Ennek következtében 150 nap folyamatos működés után a két elrendezés közti teljesítménykülönbség igen jelentős 8.3 kW (4.23. ábra). Ennek oka, hogy tömör elrendezésnél bizonyos szondák jobban emelik a visszatérő ágba a hőmérsékletet mint az egy sorban elrendezett szondáknál (4.24. és 4.25. ábrák).



4.23. ábra Különböző elrendezésű szondamezők teljesítményeinek alakulása a működési idő függvényében alacsony Peclet-szám esetén

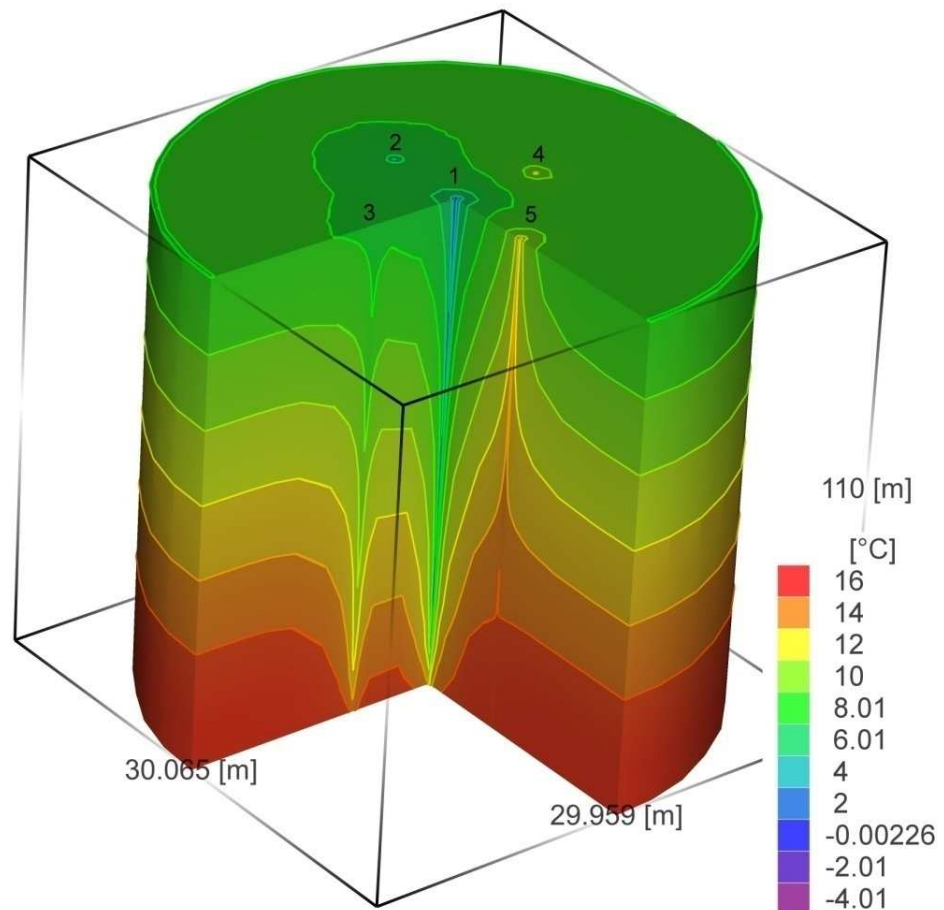


#### 4.2.2.2. Teljesítmény közepes Peclet-szám esetén

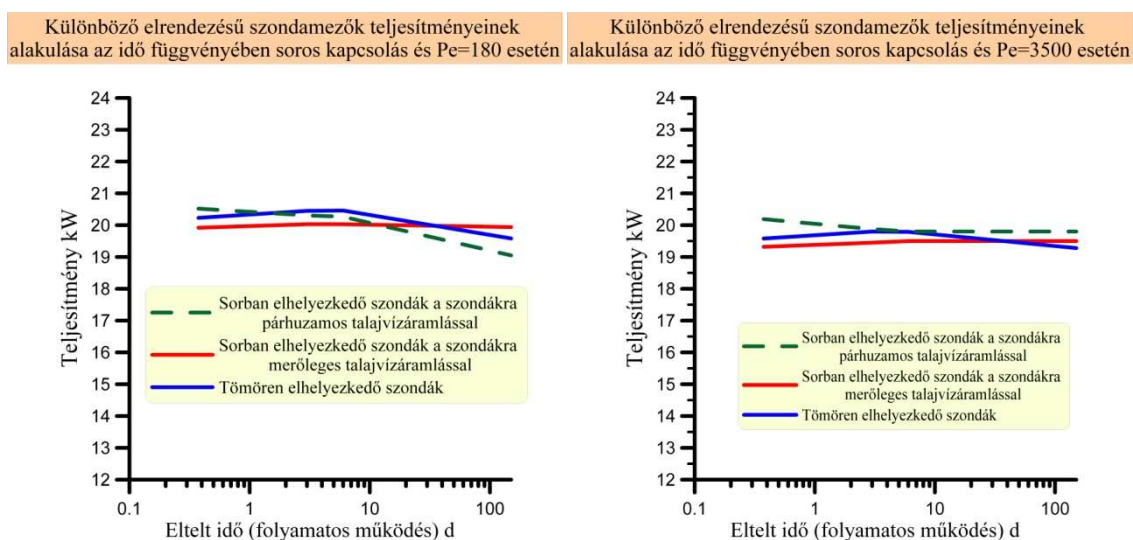
Ahogy a Peclet-szám nő, a tömötten elrendezett szonda többlet teljesítménye fokozatosan csökken.  $Pe \leq 3500$  esetén, mindhárom elrendezésnél a szondamező teljesítménye 19-20 kW között, a működési idő hosszától függetlenül állandósul (4.26. ábra).

#### 4.2.2.3. Teljesítmény magas Peclet-szám esetén

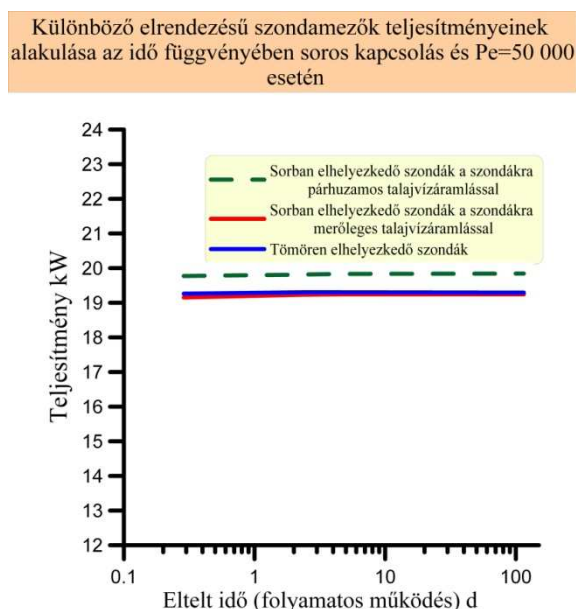
Nagy Peclet-szám esetén a mindhárom elrendezésű szondamező teljesítménye, szintén 19 -20 kW a működési idő hosszától független állandó értékre áll be. Az egyes szondák körül kialakuló hőmérséklet eloszlások a különböző elrendezések a 4.28- 4.30. ábrákon láthatóak.



4.25. ábra Tömötten elrendezett szondamező hőmérséklet eloszlása soros kapcsolás és alacsony Peclet-szám esetén



4.26. ábra Különböző elrendezésű szondamezők teljesítményeinek alakulása a működési idő függvényében közepes Peclet-szám esetén



4.27. ábra Különböző elrendezésű szondamezők teljesítményeinek alakulása a működési idő függvényében magas Peclet-szám esetén

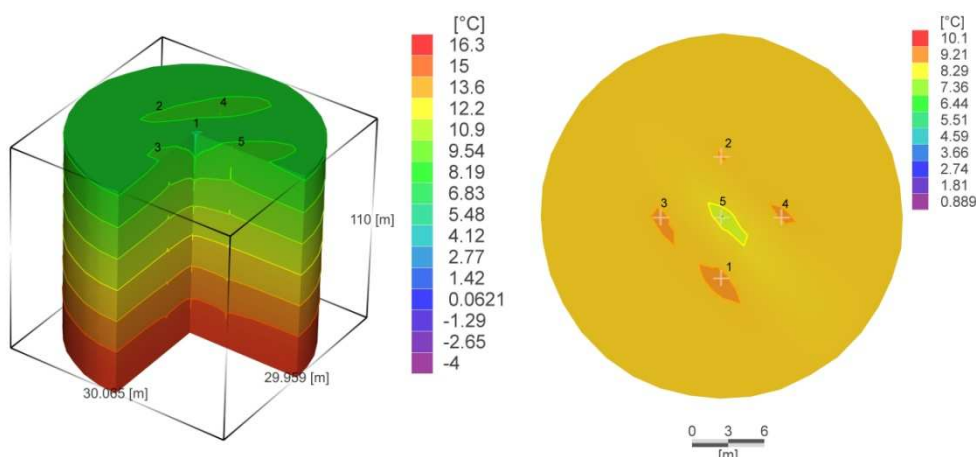
#### 4.2.2.4. Az egyes szondák szerepe az összteljesítmény kialakításában

Mivel különböző elrendezések és Peclet-számok esetén az egyes szondák az összteljesítményből eltérően veszik ki a részüket, ezért soros kapcsolásnál is kördiagramon ábrázoltam az egyes szondák előremenő és visszatérő ágainak hőmérséklet különbségeit. (4.31. ábra). Mivel soros kapcsolásnál a legalacsonyabb előremenő hőmérséklet a legelső

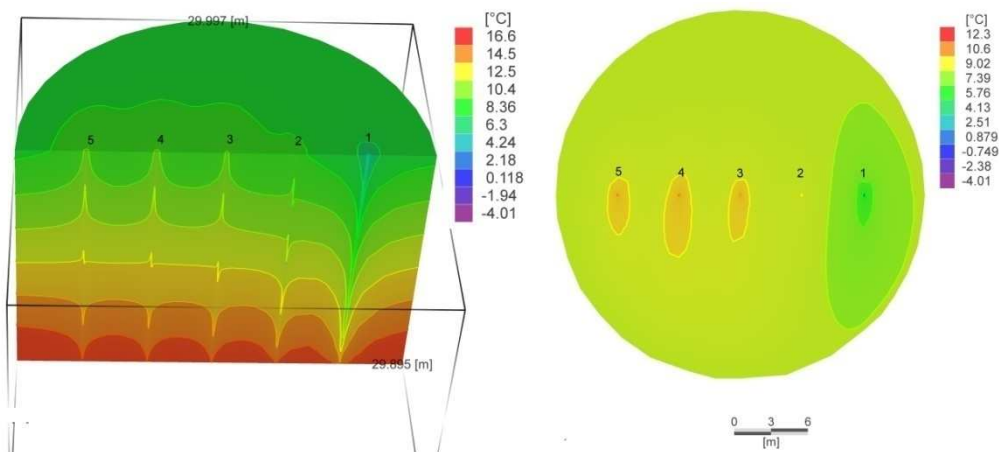


szondában van, így az a leghatékonyabb. Minél inkább kiveszi a többi szonda is részét az összteljesítmény kialakításából, annál hatékonyabb a rendszer.

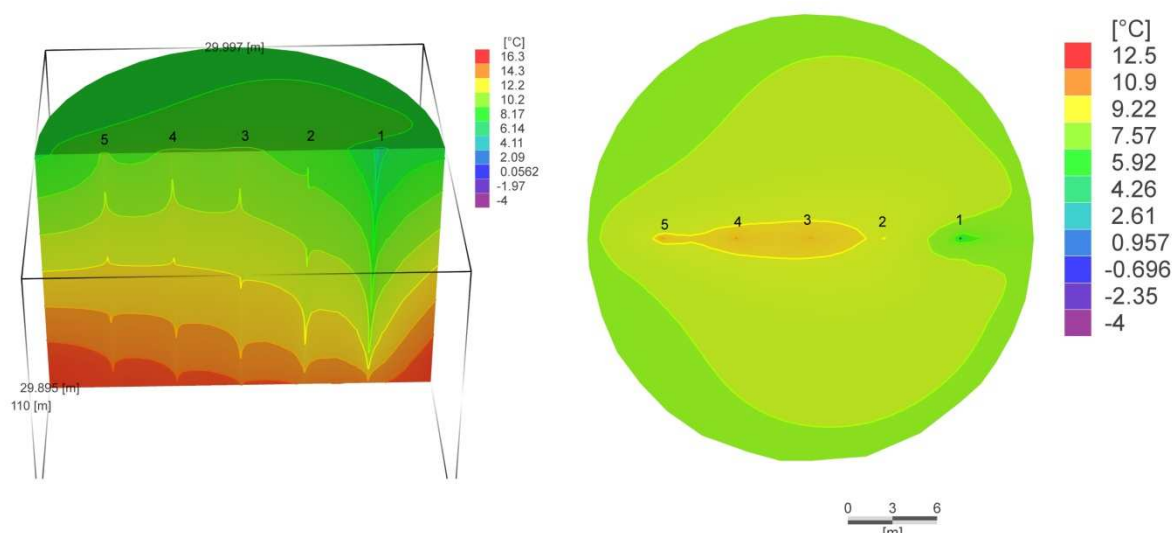
Magas Peclet-szám ( $Pe=3500$ ) és a vízárammal párhuzamosan sorban elrendezett szondák esetén 150 nap folyamatos működés elteltével az első szonda közel 72 %-ban veszi ki a részét az összteljesítmény kialakításából. A 2. szonda 18%-ban, míg az összes többi szonda a maradék 10%. Ez azért van, mert a 2. szonda kifolyóvíz hőmérséklete már olyan magas, hogy azon a többi szonda már nem tud melegíteni. A vízáramra merőlegesen sorban elhelyezett szondák esetén ( $Pe=3500$ , 150 d), az első szonda része az összteljesítményből még több, 75%-körül alakul. Tömören elhelyezett szondák esetén ez az arány majdnem teljesen azonos az előzőhöz, azzal a különbséggel, hogy az 5. szonda már egyáltalán nem vesz föl hőt.



4.28. ábra Tömören elrendezett szondamező hőmérséklet eloszlása soros kapcsolás és magas Peclet-szám esetén



4.29. ábra A vízáramlás irányára merőlegesen sorban elrendezett szondamező hőmérséklet eloszlása soros kapcsolás és magas Peclet-szám esetén



4.30. ábra A vízáramlás irányával párhuzamosan sorban elrendezett szondamező hőmérséklet eloszlása soros kapcsolás és magas Peclet-szám esetén

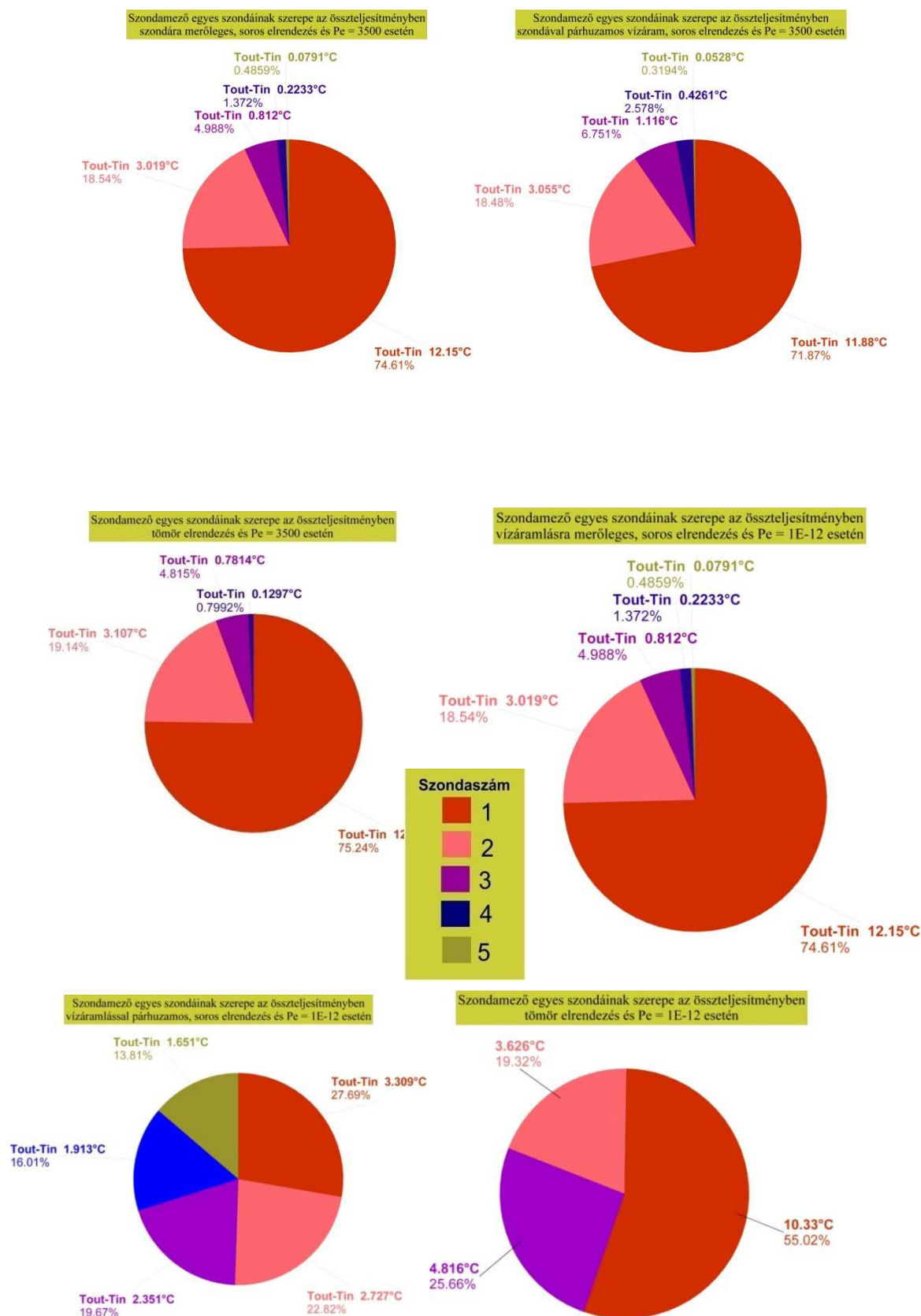
Alacsony Peclet-szám ( $Pe = 3E-12$ ), és a vízáramra merőleges soros elrendezés esetén az 1. szonda részesedése az összteljesítményből szintén 75%, a második szondáé 19%, a többi 6% alatt marad. A vízárammal párhuzamosan, sorban elhelyezett szondák esetén az első szonda kihasználtsága 28%. A többi szonda részesedése az összteljesítményből kevesebb, de még az 5. szonda is 14 %-kal részt vesz a hőkihozatalban.

Tömött elrendezés esetén az 1. szonda részesedése az összteljesítményből 55%, a 2. szondáé 26%, a 3. szondáé pedig 19%. Az utolsó két szonda nem vesz részt a hőkihozatalban (4.31. ábra). A szondák előremenő és visszatérő ágainak pontos hőmérséklet értékeit, 150 nap folyamatos működés után, a 4.2. melléklet tartalmazza.

Összességében elmondható, hogy szondamezők tervezésekor lényeges teljesítménynövekedést lehet elérni, ha a szondák elhelyezésekor figyelembe vesszük a folyamatos működési idő várható hosszát, és a vízáramlás uralkodó irányát.

Párhuzamos kapcsolású szondamezők teljesítményeinek vizsgálata után a következőket állapítom meg:





4.31. ábra Különböző elrendezések és Peclet-számok esetén, 150 nap folyamatos működés után, a szondamező egyes szondái előremenő és visszatérő ágainak hőmérséklet különbségei. Az arány megegyezik az összteljesítményből való részesedés arányával

1. Párhuzamos kapcsolású szondákból álló szondamező összteljesítménye nem különbözik lényegesen a magányos szonda teljesítményének sokszorozásával kiszámított teljesítményhez képest. Ami teljesítménykülönbség mégis adódik, az a szondák egymásra hatása miatt alakul ki. Különböző elrendezések esetén ez a hatás maximum 2 °C hőmérsékletcsökkenést okoz a leginkább befolyásolt szonda kifolyóvíz hőmérsékletében.
2. Szondamező teljesítménye a Peclet-szám növekedésével nő, a működési idő hosszával a teljesítmény csökken. Ez a csökkenés a Peclet –szám növekedésével egyre kisebb. Egészen magas Peclet-számok esetén a szondamező teljesítménye egy igen magas konstans értékre áll be, és nem csökken a folyamatos működési idő hosszával.
3. Párhuzamos kapcsolat esetén különböző geológiai környezetekben különböző elrendezések teljesítményei között, egy 5 szondából álló szondamező esetén, akár 10 kW különbség is lehet az összteljesítményben. A különbségek alacsony Peclet-számok és hosszú működési idők esetén a legjelentősebbek.
4. Párhuzamos kapcsolásnál alacsony Peclet-számok esetén a tömör elrendezés a leghatékonyabb. Magyas peclet-számoknál, a vízáramlásra merőlegesen egy sorban elhelyezett szondákból álló szondamezővel lehet nagyobb teljesítményt elérni, azonban a működési idő növekedésével ismét a tömör elrendezés lesz a hatékonyabb

Soros kapcsolású szondamezők teljesítményeinek vizsgálata után a következőket állapítom meg:

1. Soros kapcsolású szondákból álló szondamező viselkedése lényegesen különbözik a párhuzamos kapcsolású szondamezőétől. Ennek oka, hogy soros kapcsolásnál az első szonda előremenő hőmérséklete a legalacsonyabb, a következő szondába már az első szonda által felmelegített folyadék kerül. Ezért soros kapcsolásnál a leglényegesebb szempont, hogy csak annyi szondát kapcsoljunk össze, hogy még az utolsó szonda is megfelelően kihasznált legyen. Ennek érdekében soros kapcsolásnál nagyobb tömegáramot és csőátmérőt kell alkalmazni.

2. Soros kapcsolásnál a folyamatos működési idő hosszával a teljesítmény itt is csökken, azonban nem olyan drasztikus mértékben mint párhuzamos kapcsolásnál. Magas Peclet-számok esetén a teljesítmény a működési idő növekedésével nem csökken.
3. A különböző geológiai környezetekben különböző elrendezések teljesítményei között, egy 5 szondából álló szondamező esetén, akár 9 kW különbség is lehet, figyelembe véve, hogy a soros elrendezés összteljesítménye kisebb, ez a teljesítménykülönbség az összteljesítmény 40%-ka is lehet. A különbségek, hasonlóan a párhuzamos kapcsoláshoz alacsony Peclet-számok és hosszú működési idők esetén a legjelentősebbek.
4. Alacsony Peclet-számnál a tömören elhelyezett szondákból álló szondamező teljesítménye a legjobb. Ahogy a Peclet-szám nő, a szondamező teljesítménye konstans, az elrendezés és a működési idő gyakorlatilag nincs hatással a teljesítményre.

Összehasonlítva a soros és párhuzamos kapcsolást a következőket állapítom meg:

1. Két olyan rendszert véve, melynek szondáiban azonos a tömegáram, az összteljesítményt tekintve a soros kapcsolás nem veheti fel a versenyt a párhuzamos kapcsolással.
2. Soros kapcsolás esetén az egyes szondákból, és a csőhálózat egészéből is a visszatérő hőmérséklet jóval akár 14 °C - kal meghaladhatja a párhuzamos kapcsolás visszatérő hőmérsékletét (4.5. táblázat). A nagy visszatérő hőmérséklet pedig rendkívül előnyös mivel magasabb visszatérő hőmérsékletnél csökken a hőfoklépcső amit a hőszivattyúnak le kell győznie, ezáltal csökken a COP. Ezért előnyös soros és párhuzamos kapcsolások kombinálása. Soros kapcsolás közbeiktatása esetén azonban mindig ügyelni kell arra, hogy csak annyi szondát kapcsoljunk egymás után, hogy még az utolsó is gazdaságos mértékben emelje a kifolyóvíz hőmérsékletét.

## 4.5. táblázat

<b>Csőhálózatból kifolyóvíz hőmérsékletének összehasonlítása soros és párhuzamos kapcsolás esetén 150 nap folyamatos működés után</b>		
<b>Elrendezés</b>	<b>Soros kapcsolás °C</b>	<b>Párhuzamos kapcsolás °C</b>
<b>Tömör elrendezés <math>Pe= 3E-12</math></b>	14,8	0,9
<b>Vízáramlással párhuzamos soros elrendezés <math>Pe= 3E-12</math></b>	7,9	-0,9
<b>Vízáramlásra merőleges soros elrendezés <math>Pe= 3E-12</math></b>	7,9	-0,9
<b>Tömör elrendezés <math>Pe= 3500</math></b>	12,1	7,8
<b>Vízáramlással párhuzamos soros elrendezés <math>Pe= 3500</math></b>	12,5	6,7
<b>Vízáramlásra merőleges soros elrendezés <math>Pe= 3500</math></b>	12,3	8,0

## V. ÖSSZEFOGLALÁS, A DOLGOZAT TÉZISEI

Hazánkban az összes, így a földhőszondás hőszivattyús rendszerek tervezését is, elsősorban olyan gépészeti feladatnak tekintik, melyben a földtani környezet szerepét ökol szabályok figyelembevételével, geológus szakember bevonása nélkül határozzák meg. Ennek következményeként a szondaszám gyakran alul vagy fölülméretezett. Újabban kivételt képez ez alól, néhány nagy energiaigényű beruházás, ahol a földtani környezetből kinyerhető hő mennyiségét „in situ” szondateszt segítségével határozzák meg. Ádám (2010) vizsgálatai alapján a szondateszt nélkül tervezett rendszerek egynegyede alulméretezett, kétharmada pedig túlméretezett. 45%-ban a becsült és mért ekvivalens hővezetési tényező értékei között jelentős  $0.5 \text{ W/m}^2\text{K}$  különbség van. Tehát szondateszt mérések szükségesek az energiaigény meghatározásához, ennek ellenére a szondateszt kiértékelésének általános gyakorlata, a Kelvin-vonalforrás módszer alkalmazása során számos egyszerűsítő körülményt alkalmaznak, ami különösen nagy hidraulikus gradiens esetén a rendszer jelentős fölülméretezését eredményezi. Így önmagában ez a módszer sem elegendő a szondaszám pontos meghatározásához.

Munkámban a szegedi beruházás során készült mérési eredményeket felhasználva, egy olyan módszert dolgoztam ki, mellyel az előzetes földtani információk ismeretében, szondateszt mérési adatokra támaszkodva, de a szondateszt hagyományos kiértékelésénél nagyobb pontossággal számítható az előremenő és visszatérő ágak hőmérséklete, a primer oldali teljesítmény, a teljes szonda és a geológiai környezet hőmérséklet eloszlása, magányos szonda és szondamező esetében is.

Olyan szabályozó modulokat készítettem, melyek segítségével többféle működési és működtetési stratégiák, és kapcsolási módok esetén is kiszámíthatóak a fentebbi paraméterek.

Ezután a kidolgozott módszert használva meghatároztam különböző geológiai és hidrogeológiai körülmények esetén illetve különböző műszaki és működési feltételek esetén a magányos szondával és szondamezővel kivehető hőmennyiségeket.

Az így kapott összefüggések alkotják dolgozatom téziseit, melyeket az alábbiakban foglalok össze:

**1. A vizsgált üledékek termális és hidrogeológiai paramétereit egyaránt jellemző Peclet-szám megvizsgált 18 nagyságrendjéből, csak az 1-10 000 közé eső értékek azok, amelyek befolyással bírnak a földhőszonda teljesítményére.**  $Pe < 1$ , maximum hőmennyiséget kivevő szonda esetén, 9 h folyamatos működés után a magányos 100 m-es U-alakú szonda teljesítménye 8.3 kW.  $Pe > 10\,000$ , maximum hőmennyiséget kivevő szonda esetén, 9 h folyamatos működés után a magányos 100 m-es U-alakú szonda 14 kW teljesítményre képes

**2. A folyamatos működési idő hosszával a földhőszondák teljesítménye alacsony Peclet-számok esetén jelentősen romlik, míg magas Peclet-számok esetén a teljesítmény egy működési időtől független konstans értékre áll be.** Ha  $Pe < 1$ , ugyanaz a szonda 3 h folyamatos működés után 10.4 kW, 6 h folyamatos működés után 8.7 kW, 9 h folyamatos működés után pedig 8.3 kW teljesítményt nyújt. Ha  $Pe > 100\,000$  a teljesítmény időben állandó 15.4 kW.

**3. A jelenleg gyakorlatban alkalmazott, előre megállapított hosszúságú földhőszondák elhelyezésén alapuló megoldás helyett a rétegsor figyelembe vételével kell meghatározni a szükséges szondahosszakat.** Hiszen egy nagyrészt vízrekesztő képződményeket feltáró 100 m-es rétegsorba beékelődő közel 20 m vastag réteg, mely magas Peclet-számmal rendelkezik, a szonda teljesítményét akár 22 % -kal is növelheti.

**4. Ha a rétegzett üledékes földtani környezetbe helyezett földhőszonda teljesítményének számítását az egyes üledékek külön-külön mért teljesítménye, és a rétegoszlopbeli vastagságuk aránya alapján számítjuk, akkor a valódi teljesítményt nagy Peclet-szám különbségek, és vastag rétegek esetén több kilowattal alábecsülhetjük.** Ennek oka, hogy egy jól vezető rétegben ( $Pe > 10\,000$ ) a szonda már nem csak arról a szakaszból szed össze többlet hőt amelyikben nagyobb a Peclet-szám, hanem az alatta és fölötte lévőről is.

**5. Magas hővezetési tényezőjű tömedékelő anyag alkalmazása esetén a szonda teljesítménye jelentősen függ a környezetre jellemző Peclet-számtól.** Amennyiben a Peclet-szám értéke kicsi ( $Pe < 1$ ), a nagy hővezetési tényezőjű tömedékelő anyag alkalmazása 1 kW-tal növeli meg egy szonda teljesítményét. Ha a  $Pe > 1$  és  $Pe < 10\,000$ , a hagyományos és növelt hővezetésű tömedékelő anyaggal kiképzett szondák teljesítményének különbsége folyamatosan nő. Ha  $Pe > 10\,000$  a nagy hővezetési tényezőjű tömedékelő anyag alkalmazása 2.8 kW –tal növeli meg egy szonda teljesítményét.

**6. Az U-alakútól eltérő, többletköltséget jelentő szondák beépítésekor figyelembe kell venni földtani adottságokat és a várható folyamatos működési periódusok hosszát.** Rövid működési idők esetén és magas Peclet-szám esetén járhatnak legnagyobb előnnyel a dupla U-alakú, és W-alakú szondák. A tripla U-alakú szonda használata a modellezett szondaátmérő és geológiai környezetek esetén nem tanácsos, a lábak túl közel vannak egymáshoz, ezért rontják a szonda teljesítményét.

Amennyiben Peclet-szám értéke kicsi,  $Pe < 1$ , a dupla U-alakú szonda, rövid működési idő esetén jelent némi pluszteljesítményt (1.3 kW), ez a pluszteljesítmény azonban hosszabb működési idő során elveszik, sőt 40 h (magasabb Peclet-szám esetén 10 h) működés után az U-alakú szonda teljesítmény nagyobb, 144 h folyamatos működés után ez a különbség fél kW körül állandósul az U-alakú szonda javára. A W-alakú szonda teljesítménye az első 40h működés során mintegy 1.5-2 kW-tal meghaladja az előző két típust, 40 h működés után teljesítménye azonban rohamosan csökken. A Tripla U-szonda teljesítménye, a lábak termális egymásra hatása miatt mindvégig a legalacsonyabb

Amennyiben  $Pe > 1$  és  $Pe < 10\,000$ , lényeges változás történik a szimpla és Dupla U-alakú szonda teljesítményében. Míg a tripla U-szonda és a W-alakú szonda teljesítménye a működési idő növekedésével továbbra is lényegesen romlik, addig a másik két típus teljesítménye a Peclet –szám növekedésével hosszú működési idő esetén sem csökken

lényegesen. Ezen belül ha  $Pe \geq 1000$ , a dupla U-alakú szonda a működési idő egésze során jobb teljesítményt nyújt.

Amennyiben  $Pe \geq 10\,000$ , a tripla U-szonda és a W-alakú szonda teljesítményének jelleggörbéjében nem történik lényeges változás. A szimpla U-alakú szonda teljesítménye a működési idő elteltével folyamatosan állandó 15 kW. A dupla U-alakú szonda teljesítménye ezzel szemben lényegesen nagyobb 19 kW körül állandósul

**7. Mind a párhuzamos, mind a soros kapcsolású szondákból álló szondamezőben a szondák elhelyezésének mintázatát a földtani környezet és a várható folyamatos működési periódusok hosszának figyelembevételével kell meghatározni.** Ennek oka, hogy különböző geológiai környezetekben különböző elrendezések teljesítményei között, egy 5 szondából álló szondamező esetén, párhuzamos kapcsolásnál akár 33%, soros kapcsolásnál akár 40% különbség is lehet az összteljesítményben. A különbségek alacsony Peclet-számok és hosszú működési idők esetén a legjelentősebbek.

**8. Soros kapcsolás esetén az egyes szondákból, valamint a csőhálózat egészéből visszatérő hőmérséklet akár  $14\text{ }^{\circ}\text{C}$  - kal is meghaladhatja a párhuzamos kapcsolású szondákból visszatérő hőmérsékletet, ugyanakkor a soros kapcsolás összteljesítménye jóval alatta marad a párhuzamos kapcsolás összteljesítményének.** Ez az összehasonlítás azonos szondaátmérő, és azonos szondánkénti átfolyási sebesség, de a két kialakítás szükségszerűségei miatt nem azonos össztömegáram esetén értendő. A nagy visszatérő hőmérséklet rendkívül előnyös mivel magasabb visszatérő hőmérsékletnél csökken a hőfoklépcső amit a hőszivattyúnak le kell győznie, ezáltal csökken a COP. Ezért előnyös soros és párhuzamos kapcsolások kombinálása. Soros kapcsolás közbeiktatása esetén azonban mindig ügyelni kell arra, hogy csak annyi szondát kapcsoljunk egymás után, hogy még az utolsó is gazdaságos mértékben emelje a kifolyóvíz hőmérsékletét.

## VI. SUMMARY

In the Hungarian practice the GHCE designing is primarily taken as a scope of mechanical engineering and the role of the geological environment is taken into account using some simplified rules without involving a competent expert geology. As a consequence often the number of the built in heat exchanger pipes is over or under estimated. There are some new exceptions where in cases of great energy demand the heat gainable from the geological environment is determined with in situ thermal response test (TRT). However, the normally used interpretation of the test results, which is the Kelvin line source method, introduces several simplifying steps that may result in oversized design especially in case of high hydraulic gradient. That's why applying even this method is not enough to define the appropriate number of the needed exchanger pipes/tubes.

In my work, using the measured data of the thermal response test carried out at an installation of Szeged University, I devised a method which makes possible, compared with the conventional interpretation of the TRT, a more precise defining of the inlet and outlet media temperatures, the heat gainable from the primer cycle, the temperature distribution of the whole tube and its geological surrounding for either a discrete GCHE or a GCHE system. The devised method is based on the geological information were at hand in advance and the measured data of the TRT.

I devised a program module that served as a controller (simulates the controlled heat consumption) and was used in the calculating of the above mentioned parameters in case of different heat consuming and operational strategies for structurally variable systems.

Using the devised method and module I have made calculations to determine the gainable heat with a standalone GCHE or a GCHE system in case of variable technical implementations and operational modes in different geological and hydrogeological conditions.

The concluded relationships are comprised in my thesis which are summarised in the followings:

**1. The calculations using the Peclet number over 18 order of magnitude showed that it has effects on the heat output in its range of 1-10000.**



The output of a standalone, 100m long, U-shaped heat exchanger after 9h continuous work was obtained as 8,3 kW if  $Pe \leq 1$  and 14 kW if  $Pe \geq 10000$ .

**2. In case of low Peclet numbers the heat output shows a considerable decline over long operational periods in contrary of high Peclet numbers where the output reaches a constant value irrespectively of operational times.** In the region of  $Pe \leq 1$  the calculated output was 10,4KW, 8,7KW and 8,3KW for operational times of 3, 6, 9 hours respectively. If  $Pe \geq 10000$  the output stays 15,4KW over operational times.

**3. To define the length of the heat exchanger tubes, instead of the present practice when prevalent length is used, would be of outstanding importance to consider the opened up strata.** Since, taken the example of a 20 m long aquifer layer with a high  $Pe$  number, inserted into mainly aquitard layers of a 100 m long aquitard can increase the output even upto 22%.

**4.If the output calculations of a heat exchanger placed in sedimentary strata being made as mere summary of the independently measured outputs of the differently behaving layers and their length ratio over the total disclose the result may underestimate the real output even by more KWs.** It's based on that in a good aquifer layer with a  $Pe > 10000$  the heat exchanger collects surplus heat not only in that layer, but also in the layers above and beneath.

**5. Applying a grout material of high thermal conductivity increases differently the output depending on the  $Pe$  numbers.** The heat well conducting grout material gives an increase of 1KW in case of low ( $Pe < 1$ ) numbers and reaches a max. 2,8kW for the region of high  $Pe > 10000$  numbers. Amidst,  $1 < Pe < 10000$ , the output difference (between the conventionally used grout material and that of higher thermal conductivity) is ever increasing.

**6. If installing various exchanger tubes differing from the simple and lower cost U-tube the expected continual operation time and the geological environment should be taken into account.** Short operation time and high Peclet numbers give the most advantage to the double U and W shaped heat exchangers. The use of a triple U shape in case of the heat exchanger diameter and geological environment utilized in the model is not suggested because the spacing of the tube legs are too small and reduce the possible heat output.

To the double U shape in  $Pe < 1$  region and at shorter operating time a small, 1,3KW output gain seems, but at longer time it is lost, more, at 40 hour operation time the gain is reversed to the U shape and reaches a steady 0,5KW after 140 hour. (higher  $Pe$  number reduces the 40 to

10 hours). To the W shape, in  $Pe < 1$  region, 1,5-2KW gain is calculated but after 40 hours comes a rapid fall in output. To the triple U shape a steady low output is calculated due to the thermal interference of the legs.

Concerning the U and double U shapes in the  $1 < Pe < 10000$  region considerable change seems in the output over operation time. Growing Peclet numbers helps them reach longer operation time without any drop of output and more, if  $Pe \geq 1000$  the double U shape shows a better output at all operation time. The triple U and W shape shows a considerable output drop over operation time.

In  $Pe \geq 10000$  region concerning the U shape and double U shapes we see a steady 15KW and 19KW output respectively. The triple U and W shape curves are featured as above.

**7. In a GCHE sytem the heat exchangers' connecting pattern should be designed taking into account the fatures of the geological environment and the expected length of the operational periods.** The different geological environments affect differently the output of the various connecting patterns and for a 5 membered system they can cause in case of parallel connecting upto 33% or in case of serial connecting upto 40% difference in the total performance.

**8. In case of serial connecting the outlet media temperature attainable (at each heat exchanger or if taken the system as a whole) can exceed upto 14 °C the outlet temperature of the parallel connecting, but its total output is well below that of the parallel connecting.** This comparison is valid at the same tube diameter and rate of flow at one tube, but evidently not at the same total massflow . The high outlet temperature has great advantage since this means a smaller temperature step which should be levelled off by the heatpump at the expense of the COP. Consequently a good combination of serial and prallel connecting of heat exchanging tubes is advantages. In exploiting serially connected members have to take care that the outlet temperature of the lastly connected member should be at the level needed for the economic operation of the heat pumping cycle.

## VII. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Ezúton szeretnék köszönetet mondani családomnak, szüleimnek a biztatásukért és támogatásukért, anyukámnak a nyelvi segítségért. Az egyetlen létező kannak türelméért és tanácsaiért.

Köszönetet szeretnék mondani témavezetőimnek Dr. Szanyi Jánosnak és Dr. Kovács Baláznak. A Szegedi Tudományegyetem Ásványtani Geokémiai és Kőzettani Tanszék dolgozóinak és Dr. M. Tóth Tivadarnak hogy lehetőségem és időm nyílt a dolgozat eredményeihez szükséges elmélyülésre.

Köszönetet szeretnék mondani Tóth Lászlónak, és a Geort Kft. -nek, a többszöri adatszolgáltatásért. Lorberer Árpádnak tanácsaiért és az adatokért melyeket a rendelkezésemre bocsátott.

Végül köszönöm Kun Évának és Barcza Mártonnak a kritikai észrevételeiket.

## VIII. IRODALOMJEGYZÉK

- Ádám, B. (2009):** *GEO tarifa – Víz, gáz, fűtéstechnika*, Épületgépészeti szaklap – 2009/3.szám, pp. 101
- Ádám, B. (2010):** *Földhőhasznosítás és hőszivattyúzás*, MMK-mahösz tanfolyam, kézirat, Budapest
- Aermec Kft., (2004):** *Hőszivattyúk kiválasztási és méretezési segédlete*, kézirat, pp. 19-40
- Alan J. A. – Rogers D. F. (1979):** *Hőátvitel-vizsgálatok számítógéppel*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest
- Al-Khoury R., Boonier P. G., Brinkgreve R. B.J., (2005):** *Efficient finite element formulation for geothermal heating systems. Part I: Steady state*. International Journal for numerical methods in engineering, 64, 988-1013
- Al-Khoury R., Boonier P. G., (2006):** *Efficient finite element formulation for geothermal heating systems. Part II: Transient*. International Journal for numerical methods in engineering, 67, 725-745.
- Allan M., (1992):** *Geothermal heat pump grouting material*, Brookhaven National Laboratory, 516, pp. 344 3060
- Almási I. (2001):** *Petroleum Hydrogeology of the Great Hungarian Plain, Eastern Pannonian Basin, Hungary*, (PhD) Thesis, Edmonton, Alberta
- Báldi T. (1992):** *Elemző (általános) földtan*, Dabas-Jegyzet Kft. Kézirat, pp. 201-205.
- Bálikó S. (2010):** *Hozzászólás a Földhő-hasznosítás, hőszivattyúzás c. tanfolyam előadásaihoz*, MMK-mahösz tanfolyam, kézirat, Budapest
- Blickle T. (1977):** *Anyag- és hőátadási rendszerek matematikai modelljei*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest
- Büki G. (2010):** *Köztisztületi stratégiai programok, Megújuló energiák hasznosítása*. Magyar Tudományos Akadémia, Budapest
- Bobok E. (1987):** *Geotermikus energiatermelés*, Tankönyvkiadó, Budapest
- Chaisson A. D. (1999):** *Advances in modelling of ground source heat pump systems*, (PhD) Thesis, Oklahoma State University
- Champman D. S. – Pollac H. N. (1975):** *Global heat flow: a new look*, Earth Planet. Sci. Lett., pp. 23-32.
- Clauser C. (2003):** *Numerical Simulation of Reactive Flow in Hot Aquifers, SHEMAT and Processing Shemat*, ISBN 3-540-43868-8 Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York

- Cui P., Yang H., Fang Z., (2007):** *Numerical analysis and experimental validation of heat transfer in ground heat exchangers in alternative operation models.* Energy and Buildings, 40, 1060-1066
- Diersch H.-J. G., (2002):** *FEFLOW reference manual.* Institute for Water Resources Planning and Systems Research Ltd., p. 278
- Diersch H.-J. G., (2005):** *WASY Software FEFLOW Reference Manual,* WASY Gmbh Instiute for Water Resources Planning and System Research, Berlin
- Diersch H.-J. G., Rühaak W., Schätzl P., Renz A., (2009):** *A new method for modeling geothermal heat exchangers in shallow aquifer systems,* DHI\_WASY GmbH., Berlin, Germany
- Donald A. N. – Bejan A. (1999):** *Convection in Porous Media,* ISBN 0-387-98443-7, Springer-Verlag New York
- Dövényi, P. - Drahos, D. - Lenkey, L. (2002):** *Magyarország geotermikus energia-potenciáljának feltérképezése a felhasználás növelése érdekében. Hőmérsékleti viszonyok, Jelentés a Környezetvédelmi Alap Célelőirányzat részére, Kézirat, ELTE, Geofizikai Tanszék,* pp. 1-10.
- Esen H., Inalli M., (2009):** *In situ thermal response test for ground source heat pump system in Elazig, Turkey.* Energy and Buildings, 41, 995 – 401
- Fan R., Jiang Y., Yao. Y., Shiming D., Ma Z., (2007):** *A study on the performance of a geothermal heat exchanger under coupled heat conduction and groundwater advection,* Energy 32. pp. 2199–2209
- Fodor Z., (2002):** *Vizsgálati elemzés a vertikális zárt hurkú geotermikus hőszivattyús rendszerek kiépítéséhez ,Kézirat Magyar Bányászati Hivatal, Budapest*
- Fujii. H., Inatomi T., Itoi R., Uchida Y., (2007) :** *Development of suitability maps for ground-coupled heat pump systems using groundwater and heat transport models,* Geothermics, 36, 459–472
- Fujii H., , Itoi R., Fujii J., Uchida Y., (2005):** *Optimizing the design of large scale ground-coupled heat pump systems using groundwater and heat transport modeling,* Geothermics, 34, 347–364
- Gao J., Zhang X., Liu J., Li K. S., Yang J., (2008):** *Thermal performance and ground temperature of vertical pile-foundation heat exchangers: A case study,* Applied Thermal Engineering, 28, pp.2295–2304
- Gehlin S.A., Hellström G., (2003):** *Influence on thermal response test by groundwater flow in vertical fractures in hard rock,* Renewable Energy, 28, pp. 2221–2238

- Geort Ltd., (2010):** *Szondateszt-Geothermal Response Test, A talaj hővezető képességének meghatározása geotermikus szondateszttel, valamint a lehetséges szondakiosztás megtervezése*, Kézirat, Szeged
- Grupta H., Roy S., (2006):** *Geothermal energy: an alternative resource for the 21st century*, Elsevier, Hyderabad, India
- Gustafsson A.-M., Nordell B. (2005):** *Thermal response test while drilling, 9th Int. Conf. on Thermal Energy System* Warsaw. Part I, pp 411-415.
- Hart, D. P., Couvillion, R., (1986):** *Earth Coupled Heat Transfer*, Publication of the National Water Well Association.
- Harmatha A. (1982):** *Termodinamika műszakiaknak*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest
- Hódúr C. – Sárosi H. (2007):** *Hőtani Műveletek*, kézirat, Szeged pp. 5-29.
- Ingersol L., Zobel O., (1954):** *Heat conduction with engineering, geological and other applications*. New York: McGraw-Hill
- Kaneda M., Yu B, Ozoe H., Churchill W. C., (2003):** *The characteristics of turbulent flow and convection in concentric circular annuli. Part I: flow*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 46, pp. 5045–5057
- Kaviany M. (1999):** *Principles of heat transfer in porous media*, ISBN 0-387-94550-4, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York
- Komlós, F. (2007):** *Heller-program, a megújuló energia felhasználása hőszivattyúk segítségével*, Kézirat, pp 1-6.
- Komlós, F. (2008):** *Gondolatok a hőszivattyú kedvezményes tarifájáról*, Elektrotechnika 2008/9, pp. 10
- Komlós, F., Fodor, Z., Kapros, Z. & Vaszil, L. (2008):** *Csináljuk jól! Energiahatékonysági sorozat: Hőszivattyúzás*, Kézirat
- Kovács Balázs – Szanyi János (2004):** *Hidrodinamikai és hőtranszport modellezés (Processing MODFLOW környezetben) I-II*. GÁMA-GEO Kft.
- Langevin C. D. – Thorne D. – Dausman M. C – Sukop M. C. – Guo W. (2008):** *SEAWAT Version 4: A computer program for simulation of multi-species solute and heat transport*, U. S. Geological Survey, Reston, Virginia
- Lamarche L., Beauchamp B., (2007):** *New contributor to the finite line-source model for geothermal boreholes*, Energy and Buildings, 39, 188-198
- Lamarche L., Beauchamp B., (2007):** *New solutions for the short-time analysis of geothermal vertical boreholes*, International Journal of Heat and Mass Transfer. 50, pp. 1408–1419

- Li X., Chen Y., Chen Z., Zhao J. (2008):** *Thermal performances of different types of underground heat exchangers*, Energy and Buildings, 38, pp. 543–547
- Li Z., Chen Z., Zhao J., (2006):** *Simulation and experiment on the thermal performance of U-vertical ground coupled heat exchanger*, Applied Thermal Engineering, 26, pp. 1564–1571
- Li Z., Zheng M., (2009):** *Development of a numerical model for the simulation of vertical U-tube ground heat exchangers*. Applied Thermal engineering, 29, pp. 920-924
- Lydersen A. L. (1982):** *A hő és anyagátadás gyakorlata*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest
- Marcotte D., Pasquier P., (2008):** *On the estimation of thermal conductivity test*. Renewable Energy, 33, 2407-2415.
- Mádlné Szőnyi, J. (2006):** *Geotermikus energia készletek, kutatás, hasznosítás – Grafon Kiadó, Nagykovácsi*
- Mihejev M. A. (1990):** *A hőátadás gyakorlati számításának alapjai*, Tankönyvkiadó, Budapest, pp. 11-48.
- Min L., (2007):** *Analysis of seepage flow in a confined aquifer with a standing column well*, Journal of hydrodynamics, 19, pp. 84-91
- Moran, M. J. – Shapiro H. N. – Munson B. R. – Dewitt D. P. (2003):** *Introduction to Thermals Systems Engineering*, Wiley and Sons, New York
- Parsons B. – Scaler J. G. (1977):** *An analyses of the variation of ocean floor bathymetry and heat flow with age*, Journal of Geophysical Research, 82, pp. 803-827
- Philippacopoulos J. A., Berndt M. R., (2001):** *Influence of debonding in ground heat exchangers used with geothermal heat pumps*, Geothermics, 30, pp. 527–545
- Redjem-Saad L., Ould-Rouiss M., Lauriat G., (2007):** *Direct numerical simulation of turbulent heat transfer in pipe*, International Journal of Heat and Fluid Flow, 28, pp. 847–861
- flows: Effect of Prandtl number
- Rooij R., (2008):** *Towards improved numerical modeling of karst aquifers: coupling turbulent conduit flow and laminar matrix flow under variably saturated conditions*, PhD thesis presented to the faculty of Sciences at the University of Neuchâtel to satisfy the requirement of the degree of Doctor of Philosophy in Sciences
- Roth P., Georgiev A., Busso A., Barraza E., (2004):** *First in situ determination of ground and borehole thermal properties in Latin America*. Renewable Energy, 29, 1947-1936
- Sharkawy M. H., Mokheimer E. M., Badr H.M., (2009):** *Effective pipe-to-borehole thermal for vertical ground heat exchangers*. Geothermics, 38, 271-277
- Stein C. A. (1995):** *Heat Flow of The Earth*, American Geophysical Union, kézirat, pp. 144-158

- Stene, J. (2007):** *Integrated CO<sub>2</sub> heat pump systems for space heating and hot water heating in low-energy houses and passive houses*, Kézirat
- Straus J. M. – G. Schubert (1977):** *A víz hőkonvekciója porózus közegben: A hőmérséklettől és a nyomástól függő termodinamikai és hőszállítási jellemzők hatásai*, Journal of Geophysical Research, Vol. 82 No 2. pp. 325-333
- Stróbl, A. (2008):** *Hőszivattyú az energiagazdálkodásban*, Környezetvédelmi Füzetek, Budapest, pp. 4-28
- Sztermenné Tóth Anikó (2004):** *Geotermikus energiatermelő rendszerek hőmérsékletviszonyai*, PhD értekezés, Miskolci Egyetem, Műszaki Földtudományok Kar, Kőolaj- és Földgáz Intézet, Gázmérnöki Tanszék
- Szücs P. – Civan, F. – Virág M (2006):** *Applicability of the most frequent value method in groundwater modeling*, Hydrogeol J. 2006, 14:31-43., Springer-Verlag, DOI 10.1007/s10040-004-0426-1
- Thomas G., Gustafsson A-M., Nordell B., (2003):** *Thermal Response Test Integrated to Drilling*. Proc. Futureswork, 9<sup>th</sup> Int. Conf. On Thermal Energy System. Warsaw. Part I, pp 411-415
- Thorne D. - Langevin C. D. – Sukop M. C. (2002):** Addition of simultaneous heat and solute transport and variable fluid viscosity to SEAWAT, Computer and Geosciences, Vol 32, 2002, pp. 1758-1768
- Veress Árpád (2004):** *Numerikus módszerek és alkalmazások hő- és áramlástan gépekben lezajló folyamatok modellezésére*, PhD értekezés, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Repülőgépek és Hajók tanszék
- Völgyesi L. (2002):** *Geofizika*, Műegyetemi Kiadó, Budapest, 2002 pp. 129-139.
- Wagner R., (2005):** *Evaluating thermal response tests using parameter estimation for thermal conductivity and thermal capacity*, J. Geophys. Eng., 2, pp.1742-1749
- Wolfgang Kinzelbach (1986):** *Groundwater Modeling, An Introduction with Sample Programs in BASIC*, ELSEVIER
- Wong H. Y. (1983):** *Hőátadási Zsebkönyv*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, pp. 22-54., pp. 62-77.
- Yavuzturk C., 1999.** *Modeling of vertical ground loop heat exchangers for ground source heat pump systems*. PhD thesis, Oklahoma State University
- Yu B., Kawaguchi Y., Kaneda M., Ozoe H., Churchill S.W., (2005):** The computed characteristics of turbulent flow and convection in concentric circular annuli. Part II. Uniform heating on the inner surface, International Journal of Heat and Mass Transfer, 48, pp.621–634



**Zanchini E., Lazzari S., Priarone A., (2010):** *Effects of flow direction and thermal short-circulating on the performance of small coaxial ground heat exchangers.* Renewable Energy, 35, 1255-1265.

**Zeng H., Diao N., Fang Z., (2003):** *Heat transfer analysis of boreholes in vertical ground heat exchangers,* International Journal of Heat and Mass Transfer. 46, pp. 4467–4481

**Zhongjian L., Maoyu Z., (2008):** *Developement of a numerical model for the simulation of vertical U-tube grund heat exchanger,* Applied Thermal Engineering

**Xinugui L., Yan C., Zhihao C., Jun Z., (2006):** *Thermal performances of different types of underground heat exchangers,* energy and Buildings pp. 543-547.

**Xu X., Spitler J. D., (2005):** *Modeling of Vertical Ground Loop Heat Exchangers with Variable Convective Resistance and Thermal Mass of the Fluid,* Manuscript, Oklahoma State University

## **MELLÉKLETEK**

## 2.1. melléklet Különböző típusú hőszivattyúk leadott és felvett teljesítményei

### 2.1.a hűtő mód

Twc	Twe	NRW	37	37 H	47	47 H	57	57 H	77	77 H	107	107 H	127	127 H
40	5	Pf	6,97	6,60	9,07	9,07	11,77	11,86	19,18	18,38	24,09	22,41	33,28	30,28
		Pa	3,10	2,85	3,53	3,54	4,13	4,18	6,72	6,61	8,84	8,83	12,60	12,69
		Qwe	1198	1135	1561	1560	2025	2040	3299	3161	4144	3855	5724	5207
		Qwc	1732	1626	2167	2168	2735	2759	4455	4298	5665	5374	7891	7391
	7	Pf	7,42	7,03	9,69	9,68	12,60	12,69	20,52	19,66	25,60	23,90	35,80	32,58
		Pa	3,11	2,86	3,54	3,55	4,14	4,19	6,74	6,63	8,84	8,83	12,88	12,99
		Qwe	1276	1210	1666	1666	2167	2183	3530	3381	4403	4111	6158	5603
		Qwc	1811	1702	2274	2276	2879	2904	4689	4522	5924	5630	8373	7837
	9	Pf	7,87	7,46	10,3	10,3	13,44	13,54	21,94	21,02	27,29	25,42	38,38	34,92
		Pa	3,11	2,86	3,54	3,55	4,14	4,19	6,77	6,66	8,84	8,83	13,18	13,28
		Qwe	1353	1283	1772	1772	2311	2329	3774	3616	4695	4373	6601	6007
		Qwc	1889	1776	2380	2383	3024	3049	4938	4762	6216	5892	8867	8292
	11	Pf	8,37	7,93	10,97	10,96	14,32	14,43	23,42	22,43	28,99	27,00	41,03	37,34
		Pa	3,12	2,87	3,55	3,57	4,15	4,21	6,79	6,68	8,95	8,94	13,45	13,57
		Qwe	1439	1363	1886	1885	2464	2481	4027	3859	4986	4645	7057	6422
		Qwc	1976	1857	2497	2498	3178	3206	5196	5008	6525	6182	9371	8756
	13	Pf	8,90	8,42	11,67	11,66	15,27	15,37	24,99	23,94	30,79	28,68	43,87	39,92
		Pa	3,13	2,88	3,56	3,58	4,16	4,23	6,81	6,70	9,05	9,04	13,73	13,86
		Qwe	1530	1448	2008	2005	2626	2644	4298	4118	5295	4934	7545	6866
		Qwc	2069	1944	2620	2621	3342	3372	5470	5271	6852	6488	9906	9250
45	15	Pf	9,46	8,94	12,43	12,4	16,28	16,38	26,67	25,55	32,70	30,47	46,90	42,68
		Pa	3,14	2,89	3,57	3,6	4,17	4,25	6,83	6,72	9,16	9,15	14,02	14,15
		Qwe	1627	1538	2138	2133	2800	2817	4587	4394	5624	5240	8066	7341
		Qwc	2167	2036	2752	2752	3517	3549	5762	5551	7199	6813	10477	9775
	5	Pf	6,71	6,34	8,68	8,67	11,20	11,29	18,30	17,55	23,02	21,40	31,34	28,50
		Pa	3,39	3,14	3,9	3,93	4,63	4,67	7,42	7,31	9,89	9,75	13,37	13,48
		Qwe	1153	1091	1493	1492	1926	1942	3148	3018	3959	3680	5390	4903
		Qwc	1736	1632	2164	2168	2722	2746	4425	4275	5660	5357	7690	7220
	7	Pf	7,15	6,78	9,29	9,29	12,03	12,11	19,59	18,76	24,78	22,85	35,21	30,67
		Pa	3,40	3,15	3,91	3,94	4,64	4,68	7,45	7,33	9,76	9,75	13,71	13,83
		Qwe	1229	1166	1598	1597	2069	2083	3370	3227	4262	3930	6056	5275
		Qwc	1813	1708	2270	2275	2866	2888	4650	4487	5941	5606	8415	7654
	9	Pf	7,58	7,19	9,88	9,88	12,84	12,94	20,98	20,11	26,12	24,32	36,15	32,89
		Pa	3,40	3,15	3,9	3,94	4,62	4,67	7,48	7,36	9,76	9,75	14,08	14,18
		Qwe	1304	1236	1700	1700	2208	2225	3609	3458	4493	4182	6217	5657
		Qwc	1888	1779	2371	2377	3003	3029	4895	4724	6172	5859	8639	8096
	11	Pf	8,08	7,64	10,55	10,53	13,72	13,80	22,41	21,46	27,73	25,86	38,66	35,20
		Pa	3,41	3,16	3,92	3,96	4,63	4,70	7,50	7,38	9,99	9,85	14,40	14,54
		Qwe	1389	1314	1814	1811	2360	2374	3854	3692	4769	4448	6650	6054
		Qwc	1975	1859	2487	2492	3157	3184	5144	4961	6488	6142	9127	8554
	13	Pf	8,61	8,13	11,26	11,21	14,67	14,73	23,93	22,91	29,43	27,50	41,36	37,66
		Pa	3,42	3,17	3,93	3,98	4,64	4,74	7,52	7,40	10,23	9,96	14,73	14,90
		Qwe	1480	1398	1937	1929	2523	2534	4117	3941	5062	4730	7113	6478
		Qwc	2068	1944	2612	2613	3321	3349	5410	5213	6822	6443	9646	9041
50	15	Pf	9,17	8,64	12,01	11,94	15,68	15,72	25,56	24,46	31,24	29,25	44,24	40,30
		Pa	3,43	3,18	3,94	4	4,65	4,77	7,54	7,42	10,47	10,06	15,06	15,27
		Qwe	1577	1486	2067	2054	2697	2704	4397	4207	5373	5030	7609	6932
		Qwc	2167	2034	2744	2742	3497	3525	5694	5483	7174	6761	10200	9559
	5	Pf	6,45	6,10	8,31	8,3	10,66	10,74	17,47	16,75	21,98	20,43	29,51	26,83
		Pa	3,70	3,46	4,32	4,36	5,18	5,23	8,21	8,08	11,06	10,76	14,19	14,31
		Qwe	1110	1049	1429	1427	1833	1848	3004	2881	3781	3514	5076	4616
		Qwc	1746	1644	2171	2177	2723	2747	4415	4270	5684	5365	7516	7076
	7	Pf	6,89	6,53	8,9	8,91	11,48	11,55	18,70	17,90	23,99	21,84	34,63	28,87
		Pa	3,71	3,47	4,33	4,37	5,19	5,24	8,23	8,10	10,78	10,76	14,60	14,72
		Qwe	1184	1124	1532	1532	1974	1987	3217	3080	4126	3757	5957	4966
		Qwc	1822	1721	2276	2283	2867	2887	4632	4473	5979	5608	8467	7499
	9	Pf	7,30	6,92	9,48	9,48	12,26	12,36	20,06	19,23	25,00	23,26	34,05	30,98
		Pa	3,71	3,47	4,31	4,36	5,16	5,21	8,26	8,13	10,78	10,76	15,04	15,14
		Qwe	1256	1191	1630	1631	2109	2126	3451	3307	4300	4000	5856	5328
		Qwc	1893	1788	2372	2381	2997	3022	4871	4705	6154	5851	8443	7932
	11	Pf	7,80	7,37	10,14	10,11	13,14	13,21	21,45	20,53	26,52	24,76	36,44	33,18
		Pa	3,72	3,48	4,32	4,39	5,17	5,26	8,28	8,15	11,16	10,86	15,41	15,57
		Qwe	1341	1267	1744	1739	2261	2272	3689	3532	4562	4259	6267	5707
		Qwc	1980	1866	2488	2494	3150	3176	5112	4933	6481	6128	8918	8385
	13	Pf	8,33	7,84	10,85	10,79	14,09	14,12	22,93	21,93	28,13	26,37	38,99	35,53
		Pa	3,73	3,49	4,33	4,41	5,18	5,31	8,30	8,17	11,56	10,96	15,80	16,02
		Qwe	1432	1349	1866	1855	2423	2428	3943	3771	4839	4535	6707	6112
		Qwc	2073	1950	2612	2614	3314	3341	5370	5176	6827	6421	9424	8867
	15	Pf	8,89	8,35	11,61	11,5	15,10	15,09	24,51	23,41	29,85	28,08	41,73	38,06
		Pa	3,74	3,50	4,34	4,44	5,19	5,36	8,32	8,19	11,97	11,07	16,19	16,48
		Qwe	1529	1436	1997	1979	2598	2595	4215	4027	5133	4829	7177	6546
		Qwc	2172	2038	2744	2743	3490	3516	5646	5436	7193	6732	9962	9381

## 2.1.b fűtő mód

Twe	Twc	NRW	2 H	3 H	37 H	4 H	47 H	5 H	57 H	7 H	77 H	10 H	107 H	12 H	127 H
11	35	Pt	8,12	11,78	11,54	14,34	13,99	19,6	19,29	33,48	32,59	39,2	38,28	54,69	54,04
		Pa	1,94	2,49	2,67	2,92	3,17	3,47	3,61	6,04	6,27	7,66	7,96	11,86	12,5
		Qwc	1396	2026	1985	2467	2406	3370	3318	5758	5606	6742	6584	9406	9296
		Qwe	1063	1597	1526	1966	1861	2774	2696	4719	4528	5424	5214	7366	7146
	40	Pt	7,91	11,69	11,45	14,19	13,83	19,33	19,03	33,02	32,14	38,75	37,84	53,3	52,67
		Pa	2,11	2,77	2,97	3,25	3,54	3,86	4,02	6,67	6,92	8,47	8,8	12,62	13,3
		Qwc	1360	2010	1970	2440	2379	3324	3272	5679	5528	6665	6508	9167	9059
		Qwe	997	1534	1459	1880	1771	2660	2581	4532	4338	5208	4994	6996	6772
	45	Pt	7,71	11,59	11,36	14,04	13,69	19,08	18,78	32,55	31,68	38,32	37,42	51,91	51,3
		Pa	2,29	3,1	3,32	3,64	3,95	4,31	4,49	7,34	7,62	9,38	9,75	13,41	14,13
		Qwc	1325	1993	1953	2415	2355	3281	3230	5598	5450	6591	6436	8929	8824
		Qwe	931	1460	1382	1789	1675	2540	2458	4336	4140	4977	4759	6622	6394
	50	Pt	7,52	11,52	11,29	13,89	13,54	18,77	18,48	32,08	31,23	37,84	36,95	50,46	49,87
		Pa	2,52	3,46	3,71	4,06	4,41	4,82	5,02	8,07	8,37	10,39	10,8	14,18	14,94
		Qwc	1294	1981	1942	2389	2329	3229	3179	5517	5371	6508	6355	8679	8577
		Qwe	861	1386	1303	1691	1571	2400	2316	4129	3931	4721	4498	6240	6008
12	35	Pt	8,37	12,06	11,82	14,47	14,11	20,12	19,8	34,4	33,48	40,16	39,22	56,26	55,6
		Pa	1,95	2,5	2,68	2,93	3,19	3,48	3,63	6,05	6,28	7,67	7,97	11,98	12,62
		Qwc	1439	2075	2033	2489	2427	3460	3406	5916	5759	6908	6746	9677	9564
		Qwe	1103	1645	1572	1984	1879	2861	2783	4875	4679	5589	5375	7616	7392
	40	Pt	8,11	11,98	11,74	14,38	14,02	19,83	19,52	33,9	33	39,7	38,77	54,81	54,16
		Pa	2,12	2,77	2,97	3,25	3,53	3,86	4,02	6,68	6,93	8,48	8,81	12,75	13,44
		Qwc	1395	2060	2019	2473	2411	3410	3357	5831	5677	6829	6669	9427	9316
		Qwe	1030	1584	1508	1913	1803	2746	2666	4682	4485	5371	5153	7233	7005
	45	Pt	7,88	11,87	11,63	14,24	13,89	19,58	19,28	33,4	32,51	39,26	38,34	53,39	52,77
		Pa	2,29	3,1	3,32	3,64	3,95	4,31	4,49	7,35	7,63	9,4	9,77	13,58	14,3
		Qwc	1355	2041	2000	2450	2389	3368	3315	5745	5593	6754	6595	9184	9076
		Qwe	961	1508	1428	1824	1709	2626	2543	4481	4281	5137	4915	6849	6616
	50	Pt	7,67	11,8	11,56	14,16	13,81	19,24	18,95	32,91	32,04	38,75	37,84	51,89	51,28
		Pa	2,53	3,46	3,71	4,06	4,41	4,83	5,03	8,08	8,38	10,43	10,84	14,37	15,13
		Qwc	1319	2029	1989	2436	2375	3310	3259	5661	5510	6665	6508	8925	8820
		Qwe	884	1434	1350	1737	1616	2479	2393	4271	4069	4871	4644	6454	6216
13	35	Pt	8,62	12,36	12,11	14,83	14,46	20,65	20,33	35,34	34,41	41,16	40,19	57,89	57,21
		Pa	1,96	2,51	2,69	2,95	3,2	3,49	3,64	6,06	6,29	7,68	7,98	12,11	12,75
		Qwc	1483	2125	2083	2551	2487	3552	3497	6079	5918	7079	6913	9957	9840
		Qwe	1146	1694	1620	2044	1937	2952	2872	5037	4836	5758	5540	7587	7466
	40	Pt	8,32	12,27	12,03	14,72	14,36	20,34	20,03	34,82	33,89	40,69	39,73	56,37	55,7
		Pa	2,13	2,77	2,97	3,25	3,53	3,86	4,02	6,69	6,94	8,49	8,82	12,89	13,58
		Qwc	1431	2111	2069	2533	2469	3499	3445	5989	5830	6999	6834	9695	9581
		Qwe	1064	1635	1558	2074	1971	2835	2753	4838	4636	5538	5317	7478	7246
	45	Pt	8,05	12,15	11,91	14,58	14,22	20,1	19,79	34,28	33,37	40,24	39,30	54,92	54,27
		Pa	2,29	3,1	3,32	3,64	3,95	4,31	4,49	7,36	7,64	9,42	9,79	13,74	14,48
		Qwc	1385	2090	2048	2508	2445	3457	3403	5897	5740	6921	6759	9446	9335
		Qwe	991	1557	1477	1882	1765	2716	2631	4631	4427	5301	5075	7083	6845
	50	Pt	7,82	12,09	11,84	14,51	14,15	19,73	19,42	33,77	32,88	39,69	38,76	53,36	52,73
		Pa	2,54	3,46	3,71	4,06	4,41	4,84	5,04	8,09	8,39	10,47	10,88	14,55	15,33
		Qwc	1345	2079	2037	2495	2433	3393	3340	5809	5655	6827	6666	9178	9070
		Qwe	908	1484	1399	1797	1674	2561	2473	4417	4211	5026	4795	6674	6432
14	35	Pt	8,89	12,66	12,41	15,19	14,81	21,21	20,88	36,32	35,36	42,18	41,19	59,57	58,87
		Pa	1,97	2,52	2,7	2,96	3,21	3,5	3,65	6,07	6,3	7,69	7,99	12,23	12,89
		Qwc	1529	2178	2134	2613	2548	3648	3591	6247	6081	7255	7085	10246	10126
		Qwe	1190	1744	1669	2104	1995	3046	2964	5203	4998	5932	5710	8142	7909
	40	Pt	8,53	12,58	12,33	15,1	14,72	20,88	20,55	35,76	34,81	41,71	40,73	57,98	57,29
		Pa	2,14	2,77	2,97	3,25	3,53	3,86	4,02	6,7	6,95	8,5	8,83	13,02	13,72
		Qwc	1468	2164	2120	2597	2532	3591	3535	6151	5988	7174	7005	9972	9855
		Qwe	1099	1687	1610	2037	1924	2927	2844	4999	4792	5712	5486	7732	7495
	45	Pt	8,23	12,45	12,2	14,94	14,57	20,64	20,32	35,19	34,26	41,25	40,28	56,49	55,83
		Pa	2,29	3,1	3,32	3,64	3,95	4,31	4,49	7,37	7,65	9,44	9,81	13,91	14,65
		Qwc	1416	2141	2098	2570	2505	3549	3494	6053	5893	7095	6928	9717	9603
		Qwe	1022	1608	1526	1899	1777	2808	2722	4786	4578	5471	5241	7325	7082
	50	Pt	7,98	12,38	12,14	14,86	14,48	20,23	19,91	34,66	33,74	40,66	39,71	54,87	54,23
		Pa	2,55	3,46	3,71	4,06	4,41	4,85	5,05	8,1	8,4	10,51	10,92	14,74	15,53
		Qwc	1372	2130	2087	2555	2491	3479	3425	5962	5804	6994	6829	9438	9327
		Qwe	933	1535	1449	1857	1732	2645	2556	4569	4359	5186	4950	6902	6656
15	35	Pt	9,16	12,97	12,71	15,56	15,17	21,78	21,44	37,33	36,34	43,24	42,22	61,3	60,58
		Pa	1,98	2,53	2,71	2,97	3,23	3,51	3,66	6,08	6,31	7,7	8	12,36	13,02
		Qwc	1576	2231	2186	2677	2610	3746	3688	6421	6251	7437	7262	10544	10420
		Qwe	1236	1796	1720	2166	2055	3142	3059	5375	5166	6112	5885	8418	8181
	40	Pt	8,75	12,9	12,64	15,48	15,09	21,43	21,1	36,74	35,76	42,76	41,75	59,64	58,94
		Pa	2,15	2,77	2,97	3,25	3,53	3,86	4,02	6,71	6,96	8,51	8,84	13,16	13,86
		Qwc	1506	2218	2174	2663	2596	3686	3629	6319	6151	7354	7181	10258	10137
		Qwe	1136	1742	1663	2103	1988	3022	2937	5165	4954	5890	5660	7994	7752
	45	Pt	8,42	12,75	12,5	15,3	14,92	21,19	20,86	36,14	35,18	42,29	41,29	58,12	57,44
		Pa	2,29	3,1	3,32	3,64	3,95	4,31	4,49	7,38	7,66	9,46	9,83	14,08	14,83
		Qwc	1448	2194	2150	2632	2566	3645	3588	6215	6050	7273	7102	9997	9879
		Qwe	1054	1660	1578	2006	1886	2904	2816	4946	4733	5646	5411	7575	7328
	50	Pt	8,14	12,69	12,44	15,23	14,85	20,74	20,42	35,59	34,64	41,66	40,68	56,44	55,77
		Pa	2,56	3,46	3,71	4,06	4,41	4,86	5,06	8,11	8,41	10,55	10,97	14,94	15,73
		Qwc	1399	2183	2139	2619	2554	3568	3512	6121	5958	7166	6997	9707	9593
		Qwe	959	1588	1501	1921	1795	2732	2642	4726	4511	5351	5111	7138	6887

Jelmagyarázat:  $P_f$  = hűtési teljesítmény kW,  $P_t$  = fűtési teljesítmény kW  $P_a$  = felvett teljesítmény kW  
 $Q_{we}$  = elpárolgató víztérfogató árama l/h,  $Q_{wc}$  = kondenzátor víztérfogató árama l/h  $T_{we}$  =  
 elpárolgatóból kilépővíz hőmérséklete °C,  $T_{wc}$  = kondenzátorból kilépővíz hőmérséklete °C,

$COP = P_f/P_a$  hűtő módban, és  $P_t/P_a$  fűtő módban (Aermec, 2004)

## 2.2 melléklet Talajból kinyerhető teljesítmény 1 m szondára vonatkoztatva

<b>Német szabvány alapján</b>		
<b>Üzemórák száma</b>	<b>1800 óra</b>	<b>2400 óra</b>
<b>Fajlagos teljesítmény (W/m)</b>		
<b>Általános irányértékek</b>		
Száraz talaj $\lambda < 1.5 \text{ W/mK}$	<b>25</b>	<b>20</b>
Normál és vízzel telített talaj $1.5 \text{ mK} < \lambda < 3 \text{ W/mK}$	<b>60</b>	<b>50</b>
Száraz talaj $\lambda > 3 \text{ W/mK}$	<b>84</b>	<b>70</b>
<b>Kőzettípusok szerint</b>		
Száraz kavics, homok	<b>25</b>	<b>20</b>
Vízzel telített kavics	<b>65-80</b>	<b>55-85</b>
Kavics, homok erős talajvíz áramlás esetén	<b>80-100</b>	<b>80-100</b>
Nedves agyag	<b>35-50</b>	<b>30-40</b>
Tömör mészkő	<b>55-70</b>	<b>45-60</b>
Homokkő	<b>65-80</b>	<b>55-65</b>
Gránit	<b>65-85</b>	<b>55-70</b>
Bazalt	<b>40-65</b>	<b>35-55</b>
Gneisz	<b>70-85</b>	<b>60-70</b>
<b>Geort (2009)</b>		
<b>Fajlagos teljesítmény (W/m)</b>		



Száraz laza talaj	20-30
Nedves kötött talaj	40-55
Vizes kötött talaj	50-80
Talajvízszint alatti szonda	80-100

**1.3 melléklet Talajból kinyerhető teljesítmény 1 m szondára vonatkoztatva, a talajok hővezetését figyelembe vevő korrekciós tényező alkalmazásával (Aermec, 2004)**

*Ajánlott szondahossz m-ben kW-onként a csőátmérő és a talajhőmérséklet függvényében szimpla u-szonda esetén*

	Talajhőmérséklet [°C]						
	7-8	8-11	11-13	13-15	15-17	17-19	19-21
Csőátmérő: 21.8 mm/2.45 mm	16	15	14	15	16	17	20
Csőátmérő: 21.8 mm/2.45 mm	15	14	13	14	15	16	19
Csőátmérő: 21.8 mm/2.45 mm	14	13	12,5	13	14	15	17

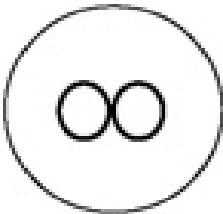
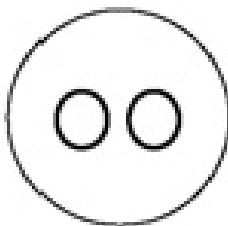
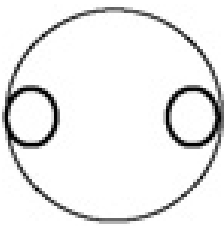
*Korrekciós tényezők a talaj hővezetési tényezőjének figyelembe vételével*

$\lambda$ [W/mK]	0,7	1	1,4	1,7	2,1	2,4	2,8	3,1	3,5
Korrekciós tényező	-	-	1,23	1,11	1	0,93	0,87	0,83	0,79

*Különböző kőzetek hővezető képessége*

	Száraz homok, Repedezett kőzet	Nedves repeszett kőzet	Nagy hővezetésű repedezett kőzet	Nedves homok	Nedves lösz	Gránit	Bazalt	Homokkő	Agg
$\lambda$ [W/mK]	1,5	1,5-1,3	0,4	1,8-2,4	1,7	3,4	1,7	2,9	1,7

2.4 melléklet A furat ellenállásának számításához használt koefficiens értékei különböző mintázatú csőlábak esetén (Marcotte, 2008)

Koefficiens	Csőlábak mintázata		
			
$\beta_0$	14,4509	17,4427	21,9059
$\beta_1$	-0,8176	-0,6052	-0,3796

### 3.1. melléklet Szeged Moszkvai Krt. 8 talajszondák elhelyezésének helyszíne



A behelyezett szondák



A területen igen magasan volt a talajvíz



A fúrás menete



A beruházás helyszíne, a szondák elhelyezésekor



A szondateszt



**3.2. melléklet Szeged Moszkvai Krt. 8 modell elsődleges vertikális felosztása és a modellben először használt irodalmi adatok alapján meghatározott paraméterek**

Közet	Sík	$z$ [mBf]	$k_x$ [ $10^{-4} m/s$ ]	$k_z$ [ $10^{-4} m/s$ ]	$\phi$ [—]	$c_s$ [ $10^6 J/m^3 \cdot K$ ]	$\lambda_s$ [ $W/m \cdot K$ ]	$T_0$ [°C]
feltöltés, homokos, tégglás törmelékes	1	80,5	0,001	0,0001	0,1	1,8	1	8
szürke agyag	2	79,5	0,0001	0,00001	0,08	3	1,8	9
Szürke homokos agyag	3	66,5	0,01	0,001	0,1	2,8	1,8	10
Szürke homokos agyag	4	63,5	0,001	0,0001	0,08	3	1,8	10,15
szürke iszapos homok	5	58,5	0,01	0,001	0,15	2,8	1	10,6
szürke homokos agyag	6	54,5	0,001	0,0001	0,1	2,8	1,8	10,8
szürke agyagos homok	7	47,5	0,05	0,005	0,15	2,8	1	11,5
szürke iszapos homok	8	43,5	0,05	0,005	0,15	2,8	1,8	12
szürke homok	9	39,5	1	0,1	0,25	2,8	0,8	14,2
szürke iszapos agyag	10	11,5	0,0001	0,00001	0,15	1,4	1,8	15,3
szürke agyag	11	-2,5	0,0001	0,00001	0,1	2,8	1	15,7
szürke iszapos homok	12	-8,5	0,0001	0,00001	0,15	3	1,8	16
szürke agyag	13	-12,5	0,001	0,0001	0,1	2	1	16,2
szürke agyag	14	-19,5	0,0001	0,00001	0,1	3	1,8	16,3
szürke agyag	15	-29,5	0,0001	0,00001	0,1	3	1,8	16,3

### 3.3. melléklet Szeged Moszkvai Krt. 8 modell kalibráció utáni vertikális felosztása és az alkalmazott paraméterek

Közet	Sík	$z$ [mBf ]	$k_x$ [ $10^{-4} m / s$ ]	$k_z$ [ $10^{-4} m / s$ ]	$\phi$ [—]	$c_s$ [ $10^6 J / m^3 \cdot K$ ]	$\lambda_s$ [ $W / m \cdot K$ ]	$T_0$ [°C]
feltöltés, homokos, tégla törmelékes	1	80,5	0,0001	0,00001	0,08	3	1,8	8
szürke agyag	2	66,5	0,01	0,001	0,1	2,8	1,6	9
Szürke homokos agyag	3	63,5	0,0001	0,00001	0,08	3	1,8	10
Szürke homokos agyag	4	60,5	5	0,5	0,2	1,4	1	10,15
szürke iszapos homok	5	54,5	0,0001	0,00001	0,08	3	1,8	10,6
szürke homokos agyag	6	43,5	0,01	0,001	0,15	2,8	1,6	10,8
szürke agyagos homok	7	43,5	5	0,5	0,2	1,4	1	11,5
szürke iszapos homok	8	27,5	0,0001	0,00001	0,08	3	1,8	12
szürke homok	9	20,5	5	0,5	0,2	1,4	1	14,2
szürke iszapos agyag	10	14,5	0,0001	0,00001	0,08	3	1,4	15,3
szürke agyag	11	-0,5	5	0,5	0,2	1,4	1	15,7
szürke iszapos homok	12	-10,5	0,0001	0,00001	0,08	3	1,4	16
szürke agyag	13	-15,5	5	0,5	0,2	1,4	1	16,2
szürke agyag	14	-19,5	5	0,5	0,2	1,4	1	16,3
szürke agyag	15	-29,5	5	0,5	0,2	1,4	1	16,3

### 3.4. melléklet A konstans hőmennyiséget felvevő modul forráskódja

```
F:\Munka\Hószivattyú modell Feflow\modules\elparologtato\elparologtato\elparologtato.cpp 1
#include <ifm/module.h>
#include <ifm/graphic.h>
#include <ifm/document.h>
#include <ifm/archive.h>
#include <stdio.h>
#include <stdlib.h>

/* --- IFMREG_BEGIN --- */
/* -- Do not edit! -- */

static void PreHeatSimulation (IfmDocument);

static const char szDesc[] =
    "folyamatos teljesítményt biyotosit";

#ifdef __cplusplus
extern "C"
#endif /* __cplusplus */
#ifdef WIN32
__declspec(dllexport)
#endif /* WIN32 */

IfmResult RegisterModule(IfmModule pMod)
{
    if (IfmModuleVersion (pMod) < IFM_CURRENT_MODULE_VERSION)
        return False;
    IfmRegisterModule (pMod, "SIMULATION", "ELPAROLOGYTATO", "Elparologytato", 0x1000);
    IfmSetDescriptionString (pMod, szDesc);
    IfmSetCopyrightPath (pMod, "elparologytato.txt");
    IfmSetHtmlPage (pMod, "elparologytato.htm");
    IfmSetPrimarySource (pMod, "elparologytato.cpp");
    IfmRegisterProc (pMod, "PreHeatSimulation", 1, (IfmProc)PreHeatSimulation);
    return True;
}
/* --- IFMREG_END --- */

static void PreHeatSimulation (IfmDocument pDoc)
{
    double Tki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 68);
    double Vki = IfmGetBcFlowValue (pDoc, 68);
    double Hki = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 68);
    double Jel = IfmGetBcHeatValue (pDoc, 1498);
    double Hbe = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 67);

    double Tbe;
    if (Jel>0.999999 && Hbe!=79.5){
        Tbe=Tki-2.95;
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 67, Tbe);
        IfmInfo(pDoc, "Tbe=%g,\n",Tbe);
    }
    else
    {
        if (Jel<-0.999999 && Hbe!=79.5){
            Tbe=Tki+3.826587;
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 67, Tbe);
            IfmInfo(pDoc, "Tbe=%g,\n",Tbe);
        }
        else{
            double Hbe = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 67);

            Tbe=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 68);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 67, Tbe);
        }
    }
}
```

### 3.5. melléklet A maximum hőmennyiséget felvevő modul forráskódja

```
f:\Munka\fefflow gyak\ifm\az a bizonyos modul\az a bizonyos\az a bizonyos.cpp 1
#include <ifm/module.h>
#include <ifm/graphic.h>
#include <ifm/document.h>
#include <ifm/archive.h>
#include <stdio.h> //<-----
#include <stdlib.h> //<-----

/* --- IFMREG_BEGIN --- */
/* -- Do not edit! -- */

static void PreHeatSimulation (IfmDocument);
double szumP;
double szumt;
static const char szDesc[] =
    "Elparologtato";

#ifdef __cplusplus
extern "C"
#endif /* __cplusplus */
#ifdef WIN32
    declspec(dllexport)
#endif /* WIN32 */

IfmResult RegisterModule(IfmModule pMod)
{
    if (IfmModuleVersion (pMod) < IFM_CURRENT_MODULE_VERSION)
        return False;
    IfmRegisterModule (pMod, "SIMULATION", "AZABIZONZOS", "Az a bizonyos", 0x1000);
    IfmSetDescriptionString (pMod, szDesc);
    IfmSetCopyrightPath (pMod, "E:/Program Files/WASY/FEFLOW IFM Wizard 6.0/az a bizonyos.txt");
    IfmSetHtmlPage (pMod, "E:/Program Files/WASY/FEFLOW IFM Wizard 6.0/az a bizonyos.htm");
    IfmSetPrimarySource (pMod, "../az a bizonyos.cpp");
    IfmRegisterProc (pMod, "PreHeatSimulation", 1, (IfmProc)PreHeatSimulation);
    return True;
}
/* --- IFMREG_END --- */

static void PreHeatSimulation (IfmDocument pDoc)
{
    bool kapcs= true;
    double t=0;
    double P=0;
    double atelj=0;
    double otelj=0;
    double Tki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 68);
    double Vki = IfmGetBcFlowValue (pDoc, 68);
    double Hki = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 68);
    double Jel = IfmGetBcHeatValue (pDoc, 1498);
    double Hbe = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 67);

    double Tbe;
    Tbe=Tki;

    if (Jel>0.999999 && Hbe!=79.5){
        while (Tbe>=0 && Tki>=-4){
            Tbe=Tbe-0.01;
        }
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 67, Tbe);
        //IfmInfo (pDoc, "1Jel=%g,Hbe=%g,Tbe=%g\n",Jel,Hbe,Tbe);
        double t=IfmGetCurrentTimeIncrement (pDoc);
        double P=(Tki-Tbe)*1197.702*t;
        double pi=(Tki-Tbe)*1197.702 ; //időlépcső osszteljesítménye Wh
        szumP=(P+szumP);
        szumt=(t+szumt);
        IfmInfo (pDoc, "P=%g,t=%g, jel=%g\n",P,t,Jel);
    }
}
```

f:\Munka\feflow gyak\ifm\az a bizonyos modul\az a bizonyos\az a bizonyos.cpp

2

```

    }
    else
    {
        if (Jel<-0.99999 && Hbe!=79.5){
            while (Tbe<=30 && Tki<=30){
                Tbe=Tbe+0.01;
            }
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 67, Tbe);
            //IfmInfo (pDoc, "2Jel=%g,Hbe=%g,Tbe=%g\n",Jel,Hbe,Tbe);
            double t=IfmGetCurrentTimeIncrement (pDoc);
            double P=(Tbe-Tki)*1197.702*t; //időlépcső összteljesítménye Wh
            szumP=(P+szumP);
            szumt=(t+szumt);
            IfmInfo (pDoc, "P=%g,t=%g, jel=%g\n",P,t,Jel);
        }
        else{
            double Hbe = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 67);

            Tbe=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 68);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 67, Tbe);
            //IfmInfo (pDoc, "3Jel=%g,Hbe=%g,Tbe=%g\n",Jel,Hbe,Tbe);
            if (kapcs = true){
                atelj=szumP/(szumt); //Átlagos teljesítmény W
                otelj=szumP; //összes teljesítmény Wh
                IfmInfo (pDoc, "atej=%g,otelj=%g,szumt=%g\n",atej,otelj,
                szumt);
                szumP=0;
            }
            kapcs= false;
            szumt=0;
        }
    }
}

```

### 3.6. melléklet Az optimális hőmennyiséget felvevő modul forráskódja

```
f:\Munka\feflow gyak\ifm\az a bizonyos modul\az a bizonyos\az a bizonyos.cpp 1

#include <ifm/module.h>
#include <ifm/graphic.h>
#include <ifm/document.h>
#include <ifm/archive.h>
#include <stdio.h> //<-----
#include <stdlib.h> //<-----

/* --- IFMREG_BEGIN --- */
/* -- Do not edit! -- */

static void PreHeatSimulation (IfmDocument);
double szumP;
double szumt;
static const char szDesc[] =
    "Elparologtato";

#ifdef _cplusplus
extern "C"
#endif /* _cplusplus */
#ifdef WIN32
    declspec(dllexport)
#endif /* WIN32 */

IfmResult RegisterModule(IfmModule pMod)
{
    if (IfmModuleVersion (pMod) < IFM_CURRENT_MODULE_VERSION)
        return False;
    IfmRegisterModule (pMod, "SIMULATION", "AZABIZONZOS", "Az a bizonyos", 0x1000);
    IfmSetDescriptionString (pMod, szDesc);
    IfmSetCopyrightPath (pMod, "E:/Program Files/WASY/FEFLOW IFM Wizard 6.0/az a bizonyos.txt");
    IfmSetHtmlPage (pMod, "E:/Program Files/WASY/FEFLOW IFM Wizard 6.0/az a bizonyos.htm");
    IfmSetPrimarySource (pMod, "../az a bizonyos.cpp");
    IfmRegisterProc (pMod, "PreHeatSimulation", 1, (IfmProc)PreHeatSimulation);
    return True;
}
/* --- IFMREG_END --- */

static void PreHeatSimulation (IfmDocument pDoc)
{
    bool kapcs= true;
    double t=0;
    double P=0;
    double atelj=0;
    double otelj=0;
    double Tki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 68);
    double Vki = IfmGetBcFlowValue (pDoc, 68);
    double Hki = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 68);
    double Jel = IfmGetBcHeatValue (pDoc, 1498);
    double Hbe = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 67);

    double Tbe;
    Tbe=Tki;

    if (Jel>0.999999 && Hbe!=79.5){
        while (Tbe>=0 && Tki>=-4){
            Tbe=Tbe-0.01;
        }
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 67, Tbe);
        //IfmInfo (pDoc, "1Jel=%g,Hbe=%g,Tbe=%g\n",Jel,Hbe,Tbe);
        double t=IfmGetCurrentTimeIncrement (pDoc);
        double P=(Tki-Tbe)*1197.702*t;
        double pi=(Tki-Tbe)*1197.702 ; //időlépcső összteljesítménye Wh
        szumP=(P+szumP);
        szumt=(t+szumt);
        IfmInfo (pDoc, "P=%g,t=%g, jel=%g\n",P,t,Jel);
    }
}
```

f:\Munka\feflow gyak\ifm\az a bizonyos modul\az a bizonyos\az a bizonyos.cpp

2

```

    }
    else {
        if (Jel<-0.999999 && Hbe!=79.5){
            while (Tbe<=30 && Tki<=40){
                Tbe=Tbe+0.01;
            }
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 67, Tbe);
            //IfmInfo (pDoc, "2Jel=%g,Hbe=%g,Tbe=%g\n",Jel,Hbe,Tbe);
            double t=IfmGetCurrentTimeIncrement (pDoc);
            double P=(Tbe-Tki)*1197.702*t; //időlépcső összteljesítménye Wh
            szumP=(P+szumP);
            szumt=(t+szumt);
            IfmInfo (pDoc, "P=%g,t=%g, jel=%g\n",P,t,Jel);
        }
        else{
            double Hbe = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 67);

            Tbe=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 68);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 67, Tbe);
            //IfmInfo (pDoc, "3Jel=%g,Hbe=%g,Tbe=%g\n",Jel,Hbe,Tbe);
            if (kapcs = true){
                atelj=szumP/(szumt); //Átlagos teljesítmény W
                otelj=szumP; //ÖSSZES teljesítmény Wh
                IfmInfo (pDoc, "atej=%g,otelj=%g,szumt=%g\n",atej,otelj,
                    szumt);
                szumP=0;
            }
            kapcs= false;
            szumt=0;
        }
    }
}

```



### 3.7. melléklet Maximális hőmennyiséget felvevő szondamezőt szabályozó modul soros kapcsolás, és sorban elhelyezkedő szondák esetén

```

E:\Documents and Settings\Felhasználó\Local Settings\Temp\~vs4.cpp 1
//Ez a modul soros kapcsolás esetén kiszámítja 5 db hosszanti elrendezésű szonda
    Összteljesítményét, ha maximum hőmennyiséget veszünk ki
#include <ifm/module.h>
#include <ifm/graphic.h>
#include <ifm/document.h>
#include <ifm/archive.h>

/* --- IFMREG_BEGIN --- */
/* -- Do not edit! -- */

static void PreHeatSimulation (IfmDocument);
double szump;
double szumt;
static const char szDesc[] =
    "maximum hot vesz ki soros kapcsolás";

#ifdef __cplusplus
extern "C"
#endif /* __cplusplus */
#ifdef WIN32
declspec(dllexport)
#endif /* WIN32 */

IfmResult RegisterModule(IfmModule pMod)
{
    if (IfmModuleVersion (pMod) < IFM_CURRENT_MODULE_VERSION)
        return False;
    IfmRegisterModule (pMod, "SIMULATION", "MAXIHOSOROS", "Maxihosoros", 0x1000);
    IfmSetDescriptionString (pMod, szDesc);
    IfmSetCopyrightPath (pMod, "maxihosoros.txt");
    IfmSetHtmlPage (pMod, "maxihosoros.htm");
    IfmSetPrimarySource (pMod, "maxihosoros.cpp");
    IfmRegisterProc (pMod, "PreHeatSimulation", 1, (IfmProc)PreHeatSimulation);
    return True;
}
/* --- IFMREG_END --- */

static void PreHeatSimulation (IfmDocument pDoc)
{
    bool kapcs= true;
    double t=0;
    double P=0;
    double atelj=0;
    double otelj=0;

    double T5ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 217);
    double H5ki = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 217);
    double Jel = IfmGetBcHeatValue (pDoc, 181);
    double H5be = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 222);

    double T4ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 218);
    double T3ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 219);
    double T2ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 220);
    double T1ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 221);

    double T1be;
    double T2be;
    double T3be;
    double T4be;
    double T5be;

    T1be=T5ki;
    T2be=T1ki;
    T3be=T2ki;
    T4be=T3ki;
    T5be=T4ki;
    if (Jel>0.999999 && H5be!=79.5){
        while (T1be>=-4 && T5ki>=-4){
            T1be=T1be-0.01;
        }
        double Hbe = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 226);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 226, T1be);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 225, T2be);
    }
}

```



E:\Documents and Settings\Felhasználó\Local Settings\Temp\~vs4.cpp

2

```

        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 224, T3be);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 223, T4be);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 222, T5be);
        double t=IfmGetCurrentTimeIncrement (pDoc);
        double P=(T5ki-T1be)*1197.702*t;
        double pi=(T5ki-T1be)*1197.702 ; //időlépcső összteljesítménye Wh
        szumP =(P+szumP);
        szumt=(t+szumt);
        IfmInfo (pDoc, "P=%g,szumP=%g,t=%g,szumt=%g,\n",P,szumP,t,szumt);
    }
    else
    {
        if (Jel<-0.99999 && H5be!=79.5){
            while (T1be<=30 && T5ki<=30){
                T1be=T1be+0.01;
            }
            double Hbe = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 226);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 226, T1be);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 225, T2be);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 224, T3be);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 223, T4be);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 222, T5be);
            double t=IfmGetCurrentTimeIncrement (pDoc);
            double P=(T5ki-T1be)*1197.702*t;
            double pi=(T5ki-T1be)*1197.702 ; //időlépcső összteljesítménye Wh
            szumP=(P+szumP);
            szumt=(t+szumt);
            IfmInfo (pDoc, "P=%g,szumP=%g,t=%g,szumt=%g,\n",P,szumP,t,szumt);
        }
        else{
            double Hbe = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 226);

            T1be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 221);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 226, T1be);
            T2be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 220);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 225, T2be);
            T3be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 219);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 224, T3be);
            T4be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 218);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 223, T4be);
            T5be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 217);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 222, T5be);
            if (kapcs = true){
                atelj=szumP/szumt; //Átlagos teljesítmény W
                otelj=szumP; //összes teljesítmény Wh
                IfmInfo (pDoc, "atej=%g,otelj=%g,szumt=%g\n",atej,otelj,
szumt);
                szumP=0;
                IfmInfo (pDoc, "P=%g,szumP=%g,t=%g,szumt=%g,\n",P,szumP,t,
szumt);
            }
            kapcs= false;
            szumt=0;
        }
    }
}

```

### 3.8. melléklet Maximális hőmennyiséget felvevő szondamezőt szabályozó modul párhuzamos kapcsolás, és sorban elhelyezkedő szondák esetén

```
E:\Documents and Settings\Felhasználó\Local Settings\Temp\~vs4.cpp 1
//Ez a modul párhuzamos kapcsolás esetén kiszámolja 5 db hosszanti elrendezésű szonda
    Összteljesítményét, ha maximum hőmennyiséget veszünk ki
#include <ifm/module.h>
#include <ifm/graphic.h>
#include <ifm/document.h>
#include <ifm/archive.h>

/* --- IFMREG_BEGIN --- */
/* -- Do not edit! -- */

static void PreHeatSimulation (IfmDocument);
double szump;
double szumt;
static const char szDesc[] =
    "maximum hot vesz ki soros kapcsolás";

#ifdef __cplusplus
extern "C"
#endif /* __cplusplus */
#ifdef WIN32
    declspec(dllexport)
#endif /* WIN32 */

IfmResult RegisterModule(IfmModule pMod)
{
    if (IfmModuleVersion (pMod) < IFM_CURRENT_MODULE_VERSION)
        return False;
    IfmRegisterModule (pMod, "SIMULATION", "MAXIHOSOROS", "Maxihosoros", 0x1000);
    IfmSetDescriptionString (pMod, szDesc);
    IfmSetCopyrightPath (pMod, "maxihosoros.txt");
    IfmSetHtmlPage (pMod, "maxihosoros.htm");
    IfmSetPrimarySource (pMod, "maxihosoros.cpp");
    IfmRegisterProc (pMod, "PreHeatSimulation", 1, (IfmProc)PreHeatSimulation);
    return True;
}
/* --- IFMREG_END --- */

static void PreHeatSimulation (IfmDocument pDoc)
{
    bool kapcs= true;
    double t=0;
    double P=0;
    double atelj=0;
    double otelj=0;

    double T1ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 221);
    double H5ki = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 217);
    double J1 = IfmGetBcHeatValue (pDoc, 181);
    double H5be = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 222);

    double T5ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 217);
    double T4ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 218);
    double T3ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 219);
    double T2ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 220);

    double T1be;
    double T2be;
    double T3be;
    double T4be;
    double T5be;

    T1be=T1ki;
    T2be=T2ki;
    T3be=T3ki;
    T4be=T4ki;
    T5be=T5ki;
    if (J1>0.999999 && H5be!=79.5){
        while (T1be>=-4 && T1ki>=-4){
            T1be=T1be-0.01;
        }
        double Hbe = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 226);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 226, T1be);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 225, T1be);
    }
}
```

```

E:\Documents and Settings\Felhasználó\Local Settings\Temp\~vs4.cpp 2

    IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 224, T3be);
    IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 223, T4be);
    IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 222, T5be);
    double t=IfmGetCurrentTimeIncrement (pDoc);
    double P=(T5ki-T1be)*1197.702*t;
    double pi=(T5ki-T1be)*1197.702 ; //időlépcső összteljesítménye Wh
    szumP =(P+szumP);
    szumt=(t+szumt);
    IfmInfo (pDoc, "P=%g,szumP=%g,t=%g,szumt=%g,\n",P,szumP,t,szumt);
}
else
{
    if (Jel<-0.99999 && H5be!=79.5){
        while (T1be<=30 && T5ki<=30){
            T1be=T1be+0.01;
        }
        double Hbe = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 226);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 226, T1be);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 225, T2be);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 224, T3be);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 223, T4be);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 222, T5be);
        double t=IfmGetCurrentTimeIncrement (pDoc);
        double P=(T5ki-T1be)*1197.702*t;
        double pi=(T5ki-T1be)*1197.702 ; //időlépcső összteljesítménye Wh
        szumP=(P+szumP);
        szumt=(t+szumt);
        IfmInfo (pDoc, "P=%g,szumP=%g,t=%g,szumt=%g,\n",P,szumP,t,szumt);
    }
    else{
        double Hbe = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 226);

        T1be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 221);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 226, T1be);
        T2be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 220);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 225, T2be);
        T3be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 219);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 224, T3be);
        T4be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 218);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 223, T4be);
        T5be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 217);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 222, T5be);
        if (kapcs = true){
            atelj=szumP/szumt; //Átlagos teljesítmény W
            otelj=szumP; //ÖSSZES teljesítmény Wh
            IfmInfo (pDoc, "atej=%g,otelj=%g,szumt=%g\n",atej,otelj,
szumt);
            szumP=0;
            IfmInfo (pDoc, "P=%g,szumP=%g,t=%g,szumt=%g,\n",P,szumP,t,
szumt);
        }
        kapcs= false;
        szumt=0;
    }
}
}

```

### 3.9. melléklet Maximális hőmennyiséget felvevő szondamezőt szabályozó modul soros kapcsolás, és tömören elhelyezkedő szondák esetén

```

E:\Documents and Settings\Felhasználó\Local Settings\Temp\~vs4.cpp 1
//Ez a modul soros kapcsolás esetén kiszámítja 5 db hosszanti elrendezésű szonda
    Összteljesítményét, ha maximum hőmennyiséget veszünk ki
#include <ifm/module.h>
#include <ifm/graphic.h>
#include <ifm/document.h>
#include <ifm/archive.h>

/* --- IFMREG BEGIN --- */
/* -- Do not edit! -- */

static void PreHeatSimulation (IfmDocument);
double szumP;
double szumT;
static const char szDesc[] =
    "maximum hot vesz ki soros kapcsolás";

#ifdef __cplusplus
extern "C"
#endif /* __cplusplus */
#ifdef WIN32
    declspec(dllexport)
#endif /* WIN32 */

IfmResult RegisterModule(IfmModule pMod)
{
    if (IfmModuleVersion (pMod) < IFM_CURRENT_MODULE_VERSION)
        return False;
    IfmRegisterModule (pMod, "SIMULATION", "MAXIHOSOROS", "Maxihosoros", 0x1000);
    IfmSetDescriptionString (pMod, szDesc);
    IfmSetCopyrightPath (pMod, "maxihosoros.txt");
    IfmSetHtmlPage (pMod, "maxihosoros.htm");
    IfmSetPrimarySource (pMod, "maxihosoros.cpp");
    IfmRegisterProc (pMod, "PreHeatSimulation", 1, (IfmProc)PreHeatSimulation);
    return True;
}
/* --- IFMREG_END --- */

static void PreHeatSimulation (IfmDocument pDoc)
{
    bool kapcs= true;
    double t=0;
    double P=0;
    double atelj=0;
    double otelj=0;

    double T5ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 217);
    double H5ki = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 217);
    double Jel = IfmGetBcHeatValue (pDoc, 181);
    double H5be = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 222);

    double T4ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 218);
    double T3ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 219);
    double T2ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 220);
    double T1ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 221);

    double T1be;
    double T2be;
    double T3be;
    double T4be;
    double T5be;

    T1be=T5ki;
    T2be=T1ki;
    T3be=T2ki;
    T4be=T3ki;
    T5be=T4ki;
    if (Jel>0.999999 && H5be!=79.5){
        while (T1be>=-4 && T5ki>=-4){
            T1be=T1be-0.01;
        }
        double Hbe = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 226);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 226, T1be);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 225, T2be);
    }
}

```

E:\Documents and Settings\Felhasználó\Local Settings\Temp\~vs4.cpp

2

```

        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 224, T3be);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 223, T4be);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 222, T5be);
        double t=IfmGetCurrentTimeIncrement (pDoc);
        double P=(T5ki-T1be)*1197.702*t;
        double pi=(T5ki-T1be)*1197.702 ; //időlépcső összteljesítménye Wh
        szumP =(P+szumP);
        szumt=(t+szumt);
        IfmInfo (pDoc, "P=%g,szumP=%g,t=%g,szumt=%g,\n",P,szumP,t,szumt);
    }
    else
    {
        if (Jel<-0.99999 && H5be!=79.5){
            while (T1be<=30 && T5ki<=30){
                T1be=T1be+0.01;
            }
            double Hbe = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 226);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 226, T1be);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 225, T2be);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 224, T3be);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 223, T4be);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 222, T5be);
            double t=IfmGetCurrentTimeIncrement (pDoc);
            double P=(T5ki-T1be)*1197.702*t;
            double pi=(T5ki-T1be)*1197.702 ; //időlépcső összteljesítménye Wh
            szumP=(P+szumP);
            szumt=(t+szumt);
            IfmInfo (pDoc, "P=%g,szumP=%g,t=%g,szumt=%g,\n",P,szumP,t,szumt);
        }
        else{
            double Hbe = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 226);

            T1be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 221);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 226, T1be);
            T2be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 220);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 225, T2be);
            T3be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 219);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 224, T3be);
            T4be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 218);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 223, T4be);
            T5be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 217);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 222, T5be);
            if (kapcs = true){
                atelj=szumP/szumt; //Átlagos teljesítmény W
                otelj=szumP; //ÖSSZES teljesítmény Wh
                IfmInfo (pDoc, "atej=%g,otelj=%g,szumt=%g\n",atej,otelj,
szumt);
                szumP=0;
                IfmInfo (pDoc, "P=%g,szumP=%g,t=%g,szumt=%g,\n",P,szumP,t,
szumt);
            }
            kapcs= false;
            szumt=0;
        }
    }
}

```



### 3.10. melléklet Maximális hőmennyiséget felvevő szondamezőt szabályozó modul párhuzamos kapcsolás, és tömören elhelyezkedő szondák esetén

```
E:\Documents and Settings\Felhasználó\Local Settings\Temp\~vs4.cpp 1
//Ez a modul párhuzamos kapcsolás esetén kiszámolja 5 db tömör elrendezésű szonda
    Összteljesítményét, ha maximum hőmennyiséget veszünk ki
#include <ifm/module.h>
#include <ifm/graphic.h>
#include <ifm/document.h>
#include <ifm/archive.h>

/* --- IFMREG_BEGIN --- */
/* -- Do not edit! -- */

static void PreHeatSimulation (IfmDocument);
double szump;
double szumt;
static const char szDesc[] =
    "maximum hot vesz ki soros kapcsolás";

#ifdef __cplusplus
extern "C"
#endif /* __cplusplus */
#ifdef WIN32
    declspec(dllexport)
#endif /* WIN32 */

IfmResult RegisterModule(IfmModule pMod)
{
    if (IfmModuleVersion (pMod) < IFM_CURRENT_MODULE_VERSION)
        return False;
    IfmRegisterModule (pMod, "SIMULATION", "MAXIHOSOROS", "Maxihosoros", 0x1000);
    IfmSetDescriptionString (pMod, szDesc);
    IfmSetCopyrightPath (pMod, "maxihosoros.txt");
    IfmSetHtmlPage (pMod, "maxihosoros.htm");
    IfmSetPrimarySource (pMod, "maxihosoros.cpp");
    IfmRegisterProc (pMod, "PreHeatSimulation", 1, (IfmProc)PreHeatSimulation);
    return True;
}
/* --- IFMREG_END --- */

static void PreHeatSimulation (IfmDocument pDoc)
{
    bool kapcs= true;
    double t=0;
    double P=0;
    double atelj=0;
    double otelj=0;

    double T1ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 219);
    double H5ki = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 215);
    double Jel = IfmGetBcHeatValue (pDoc, 190);
    double H5be = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 220);

    double T5ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 215);
    double T4ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 216);
    double T3ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 217);
    double T2ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 228);

    double T1be;
    double T2be;
    double T3be;
    double T4be;
    double T5be;

    T1be=T1ki;
    T2be=T2ki;
    T3be=T3ki;
    T4be=T4ki;
    T5be=T5ki;
    if (Jel>0.999999 && H5be!=79.5){
        while (T1be>=-4 && T1ki>=-4){
            T1be=T1be-0.01;
        }
        double Hbe = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 224);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 224, T1be);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 223, T1be);
    }
}
```

E:\Documents and Settings\Felhasználó\Local Settings\Temp\~vs4.cpp

2

```

        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 222, T1be);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 221, T1be);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 220, T1be);
        //IfmInfo (pDoc, "T1be=%g,T2be=%g,T3be=%g,T4be=%g,T5be=%g,T1ki=%g,T2ki=%g,T3ki=
%g,T4ki=%g,T5ki=%g\n",T1be,T2be,T3be,T4be,T5be,T1ki,T2ki,T3ki,T4ki,T5ki);
        //IfmInfo (pDoc, "T1be=%g,T1ki=%g,Tbe=%g\n",T1be,T1ki);
        double t=IfmGetCurrentTimeIncrement (pDoc);
        double P=((T1ki-T1be)+(T2ki-T2be)+(T3ki-T3be)+(T4ki-T4be)+(T5ki-T5be))*1197.702
*t;
        double pi=((T1ki-T1be)+(T2ki-T2be)+(T3ki-T3be)+(T4ki-T4be)+(T5ki-T5be))*1197.
702; //időlépcső összteljesítménye Wh
        szumP =(P+szumP);
        szumt=(t+szumt);
        //IfmInfo (pDoc, "P=%g,szumP=%g,t=%g,szumt=%g\n",P,szumP,t,szumt);

        //IfmInfo (pDoc, "3Jel=%g,Hbe=%g,T1be=%g\n",Jel,Hbe,T1be);

    }
    else {
        if (Jel<-0.99999 && H5be!=79.5){
            while (T1be<=30 && T5ki<=30){
                T1be=T1be+0.01;
            }
            double Hbe = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 224);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 224, T1be);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 223, T1be);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 222, T1be);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 221, T1be);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 220, T1be);
            //IfmInfo (pDoc, "T1be=%g,T2be=%g,T3be=%g,T4be=%g,T5be=%g,T1ki=%g,T2ki=%g,T3ki=
%g,T4ki=%g,T5ki=%g\n",T1be,T2be,T3be,T4be,T5be,T1ki,T2ki,T3ki,T4ki,T5ki);
            //IfmInfo (pDoc, "T1be=%g,T1ki=%g,Tbe=%g\n",T1be,T1ki);
            double t=IfmGetCurrentTimeIncrement (pDoc);
            double P=((T1ki-T1be)+(T2ki-T2be)+(T3ki-T3be)+(T4ki-T4be)+(T5ki-T5be))*1197.702
*t;
            double pi=((T1ki-T1be)+(T2ki-T2be)+(T3ki-T3be)+(T4ki-T4be)+(T5ki-T5be))*1197.
702; //időlépcső összteljesítménye Wh
            szumP =(P+szumP);
            szumt=(t+szumt);
            //IfmInfo (pDoc, "P=%g,szumP=%g,t=%g,szumt=%g\n",P,szumP,t,szumt);

            //IfmInfo (pDoc, "3Jel=%g,Hbe=%g,T1be=%g\n",Jel,Hbe,T1be);
        }
        else{
            double Hbe = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 224);

            T1be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 219);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 224, T1be);
            T2be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 218);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 223, T2be);
            T3be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 217);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 224, T3be);
            T4be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 216);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 221, T4be);
            T5be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 215);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 220, T5be);
            //IfmInfo (pDoc, "3Jel=%g,Hbe=%g,T1be=%g\n",Jel,Hbe,T1be);
            if (kapcs = true){
                atelj=szumP/szumt; //Átlagos teljesítmény W
                otelj=szumP; //8SSZES teljesítmény Wh
                IfmInfo (pDoc, "atelj=%g,otelj=%g,szumt=%g\n",atelj,otelj,
szumt);
                szumP=0;
                IfmInfo (pDoc, "P=%g,szumP=%g,t=%g,szumt=%g\n",P,szumP,t,
szumt);
            }
            kapcs= false;
            szumt=0;
        }
    }
}

```

### 3.11. melléklet Konstans hőmennyiséget felvevő szondamezőt szabályozó modul soros kapcsolás, és sorban elhelyezkedő szondák esetén

```

E:\Documents and Settings\Felhasználó\Local Settings\Temp\~vs4.cpp 1
//Ez a modul soros kapcsolás esetén kiszámolja 5 db sorban elrendezésű szonda
    Összteljesítményét, ha konstans hőmennyiséget veszünk ki
#include <ifm/module.h>
#include <ifm/graphic.h>
#include <ifm/document.h>
#include <ifm/archive.h>

/* --- IFMREG_BEGIN --- */
/* -- Do not edit! -- */

static void PreHeatSimulation (IfmDocument);
double szump;
double szumt;
static const char szDesc[] =
    "maximum hot vesz ki soros kapcsolás";

#ifdef __cplusplus
extern "C"
#endif /* __cplusplus */
#ifdef WIN32
    declspec(dllexport)
#endif /* WIN32 */

IfmResult RegisterModule(IfmModule pMod)
{
    if (IfmModuleVersion (pMod) < IFM_CURRENT_MODULE_VERSION)
        return False;
    IfmRegisterModule (pMod, "SIMULATION", "MAXIHOSOROS", "Maxihosoros", 0x1000);
    IfmSetDescriptionString (pMod, szDesc);
    IfmSetCopyrightPath (pMod, "maxihosoros.txt");
    IfmSetHtmlPage (pMod, "maxihosoros.htm");
    IfmSetPrimarySource (pMod, "maxihosoros.cpp");
    IfmRegisterProc (pMod, "PreHeatSimulation", 1, (IfmProc)PreHeatSimulation);
    return True;
}
/* --- IFMREG_END --- */

static void PreHeatSimulation (IfmDocument pDoc)
{
    bool kapcs= true;
    double t=0;
    double P=0;
    double atelj=0;
    double otelj=0;

    double T5ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 217);
    double H5ki = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 217);
    double Jel = IfmGetBcHeatValue (pDoc, 181);
    double H5be = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 222);

    double T4ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 218);
    double T3ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 219);
    double T2ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 220);
    double T1ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 221);

    double T1be;
    double T2be;
    double T3be;
    double T4be;
    double T5be;

    T1be=T5ki;
    T2be=T1ki;
    T3be=T2ki;
    T4be=T3ki;
    T5be=T4ki;
    if (Jel>0.999999 && H5be!=79.5){

        T1be=T1be-5;

        double Hbe = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 226);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 226, T1be);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 225, T2be);
    }
}

```



E:\Documents and Settings\Felhasználó\Local Settings\Temp\~vs4.cpp

2

```

        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 224, T3be);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 223, T4be);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 222, T5be);

        //IfmInfo (pDoc, "1Jel=%g,Hbe=%g,Tbe=%g\n",Jel,Hbe,Tbe);
        double t=IfmGetCurrentTimeIncrement (pDoc);
        double P=(T5ki-T1be)*1197.702*t;
        double pi=(T5ki-T1be)*1197.702 ; //időlépcső összteljesítménye Wh
        szumP =(P+szumP);
        szumt=(t+szumt);
        IfmInfo (pDoc, "P=%g,szumP=%g,t=%g,szumt=%g\n",P,szumP,t,szumt);
        //IfmInfo (pDoc, "T1be=%g,T2be=%g,T3be=%g,T4be=%g,T5be=%g,T1ki=%g,T2ki=%g,T3ki=
%g,T4ki=%g,T5ki=%g\n",T1be,T2be,T3be,T4be,T5be,T1ki,T2ki,T3ki,T4ki,T5ki);
        //IfmInfo (pDoc, "3Jel=%g,Hbe=%g,T1be=%g\n",Jel,Hbe,T1be);
    }
    else
    {
        if (Jel<-0.99999 && H5be!=79.5){

            T1be=T1be+5;

            double Hbe = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 226);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 226, T1be);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 225, T2be);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 224, T3be);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 223, T4be);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 222, T5be);
            //IfmInfo (pDoc, "1Jel=%g,Hbe=%g,Tbe=%g\n",Jel,Hbe,Tbe);
            double t=IfmGetCurrentTimeIncrement (pDoc);
            double P=(T5ki-T1be)*1197.702*t;
            double pi=(T5ki-T1be)*1197.702 ; //időlépcső összteljesítménye Wh
            szumP =(P+szumP);
            szumt=(t+szumt);
            IfmInfo (pDoc, "P=%g,szumP=%g,t=%g,szumt=%g\n",P,szumP,t,szumt);
            //IfmInfo (pDoc, "T1be=%g,T2be=%g,T3be=%g,T4be=%g,T5be=%g,T1ki=%g,T2ki=%g,T3ki=
%g,T4ki=%g,T5ki=%g\n",T1be,T2be,T3be,T4be,T5be,T1ki,T2ki,T3ki,T4ki,T5ki);
            //IfmInfo (pDoc, "3Jel=%g,Hbe=%g,T1be=%g\n",Jel,Hbe,T1be);
        }
        else{
            double Hbe = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 226);

            T1be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 221);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 226, T1be);
            T2be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 220);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 225, T2be);
            T3be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 219);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 224, T3be);
            T4be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 218);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 223, T4be);
            T5be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 217);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 222, T5be);
            //IfmInfo (pDoc, "3Jel=%g,Hbe=%g,T1be=%g\n",Jel,Hbe,T1be);
            if (kapcs = true){
                atelj=szumP/szumt; //Átlagos teljesítmény W
                otelj=szumP; //összes teljesítmény Wh
                IfmInfo (pDoc, "atelj=%g,otelj=%g,szumt=%g\n",atelj,otelj,
sumt);
                szumP=0;
                IfmInfo (pDoc, "P=%g,szumP=%g,t=%g,szumt=%g\n",P,szumP,t,
sumt);
            }
            kapcs= false;
            szumt=0;
        }
    }
}
}

```

### 3.12. melléklet Konstans hőmennyiséget felvevő szondamezőt szabályozó modul párhuzamos kapcsolás, és sorban elhelyezkedő szondák esetén

```

E:\Documents and Settings\Felhasználó\Local Settings\Temp\~vs4.cpp 1
//Ez a modul párhuzamos kapcsolás esetén kiszámolja 5 db sorban elrendezésű szonda
    Összteljesítményét, ha konstans hőmennyiséget veszünk ki
#include <ifm/module.h>
#include <ifm/graphic.h>
#include <ifm/document.h>
#include <ifm/archive.h>

/* --- IFMREG_BEGIN --- */
/* -- Do not edit! -- */

static void PreHeatSimulation (IfmDocument);
double szump;
double szumt;
static const char szDesc[] =
    "maximum hot vesz ki soros kapcsolás";

#ifdef __cplusplus
extern "C"
#endif /* __cplusplus */
#ifdef WIN32
    declspec(dllexport)
#endif /* WIN32 */

IfmResult RegisterModule(IfmModule pMod)
{
    if (IfmModuleVersion (pMod) < IFM_CURRENT_MODULE_VERSION)
        return False;
    IfmRegisterModule (pMod, "SIMULATION", "MAXIHOSOROS", "Maxihosoros", 0x1000);
    IfmSetDescriptionString (pMod, szDesc);
    IfmSetCopyrightPath (pMod, "maxihosoros.txt");
    IfmSetHtmlPage (pMod, "maxihosoros.htm");
    IfmSetPrimarySource (pMod, "maxihosoros.cpp");
    IfmRegisterProc (pMod, "PreHeatSimulation", 1, (IfmProc)PreHeatSimulation);
    return True;
}
/* --- IFMREG_END --- */

static void PreHeatSimulation (IfmDocument pDoc)
{
    bool kapcs= true;
    double t=0;
    double P=0;
    double atelj=0;
    double otelj=0;

    double T1ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 221);
    double H5ki = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 217);
    double Jel = IfmGetBcHeatValue (pDoc, 181);
    double H5be = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 222);

    double T5ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 217);
    double T4ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 218);
    double T3ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 219);
    double T2ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 220);

    double T1be;
    double T2be;
    double T3be;
    double T4be;
    double T5be;

    T1be=T1ki;
    T2be=T2ki;
    T3be=T3ki;
    T4be=T4ki;
    T5be=T5ki;
    if (Jel>0.999999 && H5be!=79.5){

        T1be=T1be-5;

        double Hbe = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 226);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 226, T1be);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 225, T1be);
    }
}

```

E:\Documents and Settings\Felhasználó\Local Settings\Temp\~vs4.cpp

2

```

        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 224, T1be);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 223, T1be);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 222, T1be);
        //IfmInfo (pDoc, "T1be=%g,T2be=%g,T3be=%g,T4be=%g,T5be=%g,T1ki=%g,T2ki=%g,T3ki=
%g,T4ki=%g,T5ki=%g\n",T1be,T2be,T3be,T4be,T5be,T1ki,T2ki,T3ki,T4ki,T5ki);
        //IfmInfo (pDoc, "T1be=%g,T1ki=%g,Tbe=%g\n",T1be,T1ki);
        double t=IfmGetCurrentTimeIncrement (pDoc);
        double P=((T1ki-T1be)+(T2ki-T2be)+(T3ki-T3be)+(T4ki-T4be)+(T5ki-T5be))*1197.702
*t;
        double pi=((T1ki-T1be)+(T2ki-T2be)+(T3ki-T3be)+(T4ki-T4be)+(T5ki-T5be))*1197.
702;
        //időlépcső összteljesítménye Wh
        szumP =(P+szumP);
        szumt=(t+szumt);
        //IfmInfo (pDoc, "P=%g,szumP=%g,t=%g,szumt=%g\n",P,szumP,t,szumt);

        //IfmInfo (pDoc, "3Jel=%g,Hbe=%g,T1be=%g\n",Jel,Hbe,T1be);
    }
    else
    {
        if (Jel<-0.99999 && H5be!=79.5){

            T1be=T1be+5;

            double Hbe = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 226);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 226, T1be);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 225, T1be);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 224, T1be);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 223, T1be);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 222, T1be);
            //IfmInfo (pDoc, "T1be=%g,T2be=%g,T3be=%g,T4be=%g,T5be=%g,T1ki=%g,T2ki=%g,T3ki=
%g,T4ki=%g,T5ki=%g\n",T1be,T2be,T3be,T4be,T5be,T1ki,T2ki,T3ki,T4ki,T5ki);
            //IfmInfo (pDoc, "T1be=%g,T1ki=%g,Tbe=%g\n",T1be,T1ki);
            double t=IfmGetCurrentTimeIncrement (pDoc);
            double P=((T1ki-T1be)+(T2ki-T2be)+(T3ki-T3be)+(T4ki-T4be)+(T5ki-T5be))*1197.702
*t;
            double pi=((T1ki-T1be)+(T2ki-T2be)+(T3ki-T3be)+(T4ki-T4be)+(T5ki-T5be))*1197.
702;
            //időlépcső összteljesítménye Wh
            szumP =(P+szumP);
            szumt=(t+szumt);
            //IfmInfo (pDoc, "P=%g,szumP=%g,t=%g,szumt=%g\n",P,szumP,t,szumt);

            //IfmInfo (pDoc, "3Jel=%g,Hbe=%g,T1be=%g\n",Jel,Hbe,T1be);
        }
        else{
            double Hbe = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 226);

            T1be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 221);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 226, T1be);
            T2be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 220);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 225, T2be);
            T3be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 219);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 224, T3be);
            T4be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 218);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 223, T4be);
            T5be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 217);
            IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 222, T5be);
            //IfmInfo (pDoc, "3Jel=%g,Hbe=%g,T1be=%g\n",Jel,Hbe,T1be);
            if (kapcs = true){
                atelj=szumP/szumt; //Átlagos teljesítmény W
                otelj=szumP; //8SSZES teljesítmény Wh
                IfmInfo (pDoc, "atelj=%g,otelj=%g,szumt=%g\n",atelj,otelj,
szumt);

                szumP=0;
                IfmInfo (pDoc, "P=%g,szumP=%g,t=%g,szumt=%g\n",P,szumP,t,
szumt);

            }
            kapcs= false;
            szumt=0;
        }
    }
}

```

### 3.13. melléklet Konstans hőmennyiséget felvevő szondamezőt szabályozó modul soros kapcsolás, és tömören elhelyezkedő szondák esetén

```

E:\Documents and Settings\Felhasználó\Local Settings\Temp\~vs4.cpp 1
//Ez a modul soros kapcsolás esetén kiszámolja 5 db tömör elrendezésű szonda
    Összteljesítményét, ha konstans hőmennyiséget veszünk ki
#include <ifm/module.h>
#include <ifm/graphic.h>
#include <ifm/document.h>
#include <ifm/archive.h>

/* --- IFMREG_BEGIN --- */
/* -- Do not edit! -- */

static void PreHeatSimulation (IfmDocument);
double szump;
double szumt;
static const char szDesc[] =
    "maximum hot vesz ki soros kapcsolás";

#ifdef __cplusplus
extern "C"
#endif /* __cplusplus */
#ifdef WIN32
declspec(dllexport)
#endif /* WIN32 */

IfmResult RegisterModule(IfmModule pMod)
{
    if (IfmModuleVersion (pMod) < IFM_CURRENT_MODULE_VERSION)
        return False;
    IfmRegisterModule (pMod, "SIMULATION", "MAXIHOSOROS", "Maxihosoros", 0x1000);
    IfmSetDescriptionString (pMod, szDesc);
    IfmSetCopyrightPath (pMod, "maxihosoros.txt");
    IfmSetHtmlPage (pMod, "maxihosoros.htm");
    IfmSetPrimarySource (pMod, "maxihosoros.cpp");
    IfmRegisterProc (pMod, "PreHeatSimulation", 1, (IfmProc)PreHeatSimulation);
    return True;
}
/* --- IFMREG_END --- */

static void PreHeatSimulation (IfmDocument pDoc)
{
    bool kapcs= true;
    double t=0;
    double P=0;
    double atelj=0;
    double otelj=0;

    double T5ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 215);
    double H5ki = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 215);
    double Jel = IfmGetBcHeatValue (pDoc, 190);
    double H5be = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 220);

    double T4ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 216);
    double T3ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 215);
    double T2ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 218);
    double T1ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 219);

    double T1be;
    double T2be;
    double T3be;
    double T4be;
    double T5be;

    T1be=T5ki;
    T2be=T1ki;
    T3be=T2ki;
    T4be=T3ki;
    T5be=T4ki;
    if (Jel>0.999999 && H5be!=79.5){

        T1be=T1be-5;

        double Hbe = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 224);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 224, T1be);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 223, T2be);
    }
}

```



E:\Documents and Settings\Felhasználó\Local Settings\Temp\~vs4.cpp

2

```

IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 222, T3be);
IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 221, T4be);
IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 220, T5be);

//IfmInfo (pDoc, "1Jel=%g,Hbe=%g,Tbe=%g\n",Jel,Hbe,Tbe);
double t=IfmGetCurrentTimeIncrement (pDoc);
double P=(T5ki-T1be)*1197.702*t;
double pi=(T5ki-T1be)*1197.702 ; //időlépcső összteljesítménye Wh
szumP =(P+szumP);
szumt=(t+szumt);
IfmInfo (pDoc, "P=%g,szumP=%g,t=%g,szumt=%g\n",P,szumP,t,szumt);
//IfmInfo (pDoc, "T1be=%g,T2be=%g,T3be=%g,T4be=%g,T5be=%g,T1ki=%g,T2ki=%g,T3ki=
%g,T4ki=%g,T5ki=%g\n",T1be,T2be,T3be,T4be,T5be,T1ki,T2ki,T3ki,T4ki,T5ki);
//IfmInfo (pDoc, "3Jel=%g,Hbe=%g,T1be=%g\n",Jel,Hbe,T1be);
}
else {
if (Jel<-0.99999 && H5be!=79.5){

T1be=T1be+0.01;

double Hbe = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 224);
IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 224, T1be);
IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 223, T2be);
IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 222, T3be);
IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 221, T4be);
IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 220, T5be);
//IfmInfo (pDoc, "1Jel=%g,Hbe=%g,Tbe=%g\n",Jel,Hbe,Tbe);
double t=IfmGetCurrentTimeIncrement (pDoc);
double P=(T5ki-T1be)*1197.702*t;
double pi=(T5ki-T1be)*1197.702 ; //időlépcső összteljesítménye Wh
szumP=(P+szumP);
szumt=(t+szumt);
IfmInfo (pDoc, "P=%g,szumP=%g,t=%g,szumt=%g\n",P,szumP,t,szumt);
//IfmInfo (pDoc, "T1be=%g,T2be=%g,T3be=%g,T4be=%g,T5be=%g,T1ki=%g,T2ki=%g,T3ki=
%g,T4ki=%g,T5ki=%g\n",T1be,T2be,T3be,T4be,T5be,T1ki,T2ki,T3ki,T4ki,T5ki);
//IfmInfo (pDoc, "3Jel=%g,Hbe=%g,T1be=%g\n",Jel,Hbe,T1be);
}
else{
double Hbe = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 226);

T1be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 219);
IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 224, T1be);
T2be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 218);
IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 223, T2be);
T3be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 217);
IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 222, T3be);
T4be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 216);
IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 221, T4be);
T5be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 215);
IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 220, T5be);
//IfmInfo (pDoc, "3Jel=%g,Hbe=%g,T1be=%g\n",Jel,Hbe,T1be);
if (kapcs = true){
atelj=szumP/szumt; //Átlagos teljesítmény W
otelj=szumP; //összes teljesítmény Wh
IfmInfo (pDoc, "atelj=%g,otelj=%g,szumt=%g\n",atelj,otelj,
szumt);

szumP=0;
IfmInfo (pDoc, "P=%g,szumP=%g,t=%g,szumt=%g\n",P,szumP,t,
szumt);

}
kapcs= false;
szumt=0;

}

}
}

```

### 3.14. melléklet Konstans hőmennyiséget felvevő szondamezőt szabályozó modul párhuzamos kapcsolás, és tömören elhelyezkedő szondák esetén

```

E:\Documents and Settings\Felhasználó\Local Settings\Temp\~vs4.cpp 1
//Ez a modul párhuzamos kapcsolás esetén kiszámolja 5 db tömör elrendezésű szonda
    Összteljesítményét, ha konstans hőmennyiséget veszünk ki
#include <ifm/module.h>
#include <ifm/graphic.h>
#include <ifm/document.h>
#include <ifm/archive.h>

/* --- IFMREG_BEGIN --- */
/* -- Do not edit! -- */

static void PreHeatSimulation (IfmDocument);
double szumP;
double szumT;
static const char szDesc[] =
    "maximum hot vesz ki soros kapcsolás";

#ifdef __cplusplus
extern "C"
#endif /* __cplusplus */
#ifdef WIN32
declspec(dllexport)
#endif /* WIN32 */

IfmResult RegisterModule (IfmModule pMod)
{
    if (IfmModuleVersion (pMod) < IFM_CURRENT_MODULE_VERSION)
        return False;
    IfmRegisterModule (pMod, "SIMULATION", "MAXIHOSOROS", "Maxihosoros", 0x1000);
    IfmSetDescriptionString (pMod, szDesc);
    IfmSetCopyrightPath (pMod, "maxihosoros.txt");
    IfmSetHtmlPage (pMod, "maxihosoros.htm");
    IfmSetPrimarySource (pMod, "maxihosoros.cpp");
    IfmRegisterProc (pMod, "PreHeatSimulation", 1, (IfmProc)PreHeatSimulation);
    return True;
}
/* --- IFMREG_END --- */

static void PreHeatSimulation (IfmDocument pDoc)
{
    bool kapcs= true;
    double t=0;
    double P=0;
    double atelj=0;
    double otelj=0;

    double T1ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 219);
    double H5ki = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 215);
    double J1 = IfmGetBcHeatValue (pDoc, 190);
    double H5be = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 220);

    double T5ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 215);
    double T4ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 216);
    double T3ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 217);
    double T2ki = IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 228);

    double T1be;
    double T2be;
    double T3be;
    double T4be;
    double T5be;

    T1be=T1ki;
    T2be=T2ki;
    T3be=T3ki;
    T4be=T4ki;
    T5be=T5ki;
    if (J1>0.999999 && H5be!=79.5){

        T1be=T1be-0.01;

        double Hbe = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 224);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 224, T1be);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 223, T1be);
    }
}

```

E:\Documents and Settings\Felhasználó\Local Settings\Temp\~vs4.cpp

2

```

        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 222, T1be);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 221, T1be);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 220, T1be);
        //IfmInfo (pDoc, "T1be=%g,T2be=%g,T3be=%g,T4be=%g,T5be=%g,T1ki=%g,T2ki=%g,T3ki=%g,T4ki=%g,T5ki=%g\n",T1be,T2be,T3be,T4be,T5be,T1ki,T2ki,T3ki,T4ki,T5ki);
        //IfmInfo (pDoc, "T1be=%g,T1ki=%g,Tbe=%g\n",T1be,T1ki);
        double t=IfmGetCurrentTimeIncrement (pDoc);
        double P=((T1ki-T1be)+(T2ki-T2be)+(T3ki-T3be)+(T4ki-T4be)+(T5ki-T5be))*1197.702;
    *t;
    double pi=((T1ki-T1be)+(T2ki-T2be)+(T3ki-T3be)+(T4ki-T4be)+(T5ki-T5be))*1197.702;
702;    //időlépcső összteljesítménye Wh
    szumP =(P+szumP);
    szumt=(t+szumt);
    //IfmInfo (pDoc, "P=%g,szumP=%g,t=%g,szumt=%g,\n",P,szumP,t,szumt);

    //IfmInfo (pDoc, "3Jel=%g,Hbe=%g,T1be=%g\n",Jel,Hbe,T1be);

}
else {
    if (Jel<-0.99999 && H5be!=79.5){

        T1be=T1be+0.01;

        double Hbe = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 224);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 224, T1be);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 223, T1be);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 222, T1be);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 221, T1be);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 220, T1be);
        //IfmInfo (pDoc, "T1be=%g,T2be=%g,T3be=%g,T4be=%g,T5be=%g,T1ki=%g,T2ki=%g,T3ki=%g,T4ki=%g,T5ki=%g\n",T1be,T2be,T3be,T4be,T5be,T1ki,T2ki,T3ki,T4ki,T5ki);
        //IfmInfo (pDoc, "T1be=%g,T1ki=%g,Tbe=%g\n",T1be,T1ki);
        double t=IfmGetCurrentTimeIncrement (pDoc);
        double P=((T1ki-T1be)+(T2ki-T2be)+(T3ki-T3be)+(T4ki-T4be)+(T5ki-T5be))*1197.702;
    *t;
    double pi=((T1ki-T1be)+(T2ki-T2be)+(T3ki-T3be)+(T4ki-T4be)+(T5ki-T5be))*1197.702;
702;    //időlépcső összteljesítménye Wh
    szumP =(P+szumP);
    szumt=(t+szumt);
    //IfmInfo (pDoc, "P=%g,szumP=%g,t=%g,szumt=%g,\n",P,szumP,t,szumt);

    //IfmInfo (pDoc, "3Jel=%g,Hbe=%g,T1be=%g\n",Jel,Hbe,T1be);
    }
    else{
        double Hbe = IfmGetResultsFlowHeadValue (pDoc, 224);

        T1be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 219);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 224, T1be);
        T2be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 218);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 223, T2be);
        T3be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 217);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 224, T3be);
        T4be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 216);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 221, T4be);
        T5be=IfmGetResultsTransportHeatValue (pDoc, 215);
        IfmSetBcHeatValueAtCurrentTime (pDoc, 220, T5be);
        //IfmInfo (pDoc, "3Jel=%g,Hbe=%g,T1be=%g\n",Jel,Hbe,T1be);
        if (kapcs = true){
            atelj=szumP/szumt; //Átlagos teljesítmény W
            otelj=szumP; //összes teljesítmény Wh
            IfmInfo (pDoc, "atej=%g,otelj=%g,szumt=%g\n",atej,otelj,
szumt);

            szumP=0;
            IfmInfo (pDoc, "P=%g,szumP=%g,t=%g,szumt=%g,\n",P,szumP,t,
szumt);

        }
        kapcs= false;
        szumt=0;

    }

}
}

```

**4.1. melléklet Különböző típusú szondákkal kivehető teljesítmény a működési idő és a Peclet-szám függvényében**

**Teljesítmény kW-ban a teljes szondára vonatkoztatva 3 h folyamatos működést figyelembe véve**

Peclet-szám	U-alakú	Dupla U-alakú	Tripla U-alakú	W-alakú
<b>3E-12</b>	10.92308	12.21656	11.33026	13.94126
<b>1.25</b>	10.59	11.62968	10.7314	13.36636
<b>700</b>	12.12075	12.97112	12.88728	15.64198
<b>2200</b>	12.82742	14.26464	13.8095	16.74388
<b>30000</b>	14.93533	19.77406	16.28874	20.3848

**Teljesítmény kW-ban a teljes szondára vonatkoztatva 9 h folyamatos működést figyelembe véve**

Peclet-szám	U-alakú	Dupla U-alakú	Tripla U-alakú	W-alakú
<b>3E-12</b>	9.066583	9.27022	8.30008	11.00688
<b>1.25</b>	8.53	8.31206	7.38982	10.04872
<b>700</b>	11.28233	11.85724	11.53388	14.30056
<b>2200</b>	12.30042	13.58194	12.93518	15.88152
<b>30000</b>	14.8755	19.63034	16.18096	20.2652

**Teljesítmény kW-ban a teljes szondára vonatkoztatva 72 h folyamatos működést figyelembe véve**

Peclet-szám	U-alakú	Dupla U-alakú	Tripla U-alakú	W-alakú
<b>3E-12</b>	6.92	6.38	4.37	4.37
<b>1.25</b>	6.3	5.7	1.32	3.85



<b>700</b>	10.49	10.29	2.72	6.48
<b>2200</b>	11.8	12.73	3.26	7.19
<b>30000</b>	14.81	19.3	4.47	8.47

**Teljesítmény kW-ban a teljes szondára vonatkoztatva 144 h folyamatos működést figyelembe véve**

<b>Peclet-szám</b>	<b>U-alakú</b>	<b>Dupla U-alakú</b>	<b>Tripla U-alakú</b>	<b>W-alakú</b>
<b>3E-12</b>	6.39	5.67	3.84	3.92
<b>1.25</b>	5.98	5.07	1.16	3.37
<b>700</b>	10.3	10.05	2.6	6.2
<b>2200</b>	11.56	12.62	3.01	6.86
<b>30000</b>	14.76	19.03	4.22	7.56

**4.2. melléklet Az egyes szondák előremenő és visszatérő hőmérsékletei 150 d folyamatos működés után, különböző elrendezések és Peclet-számok esetén soros és párhuzamos kapcsolásnál**

<i>Előremenő és visszatérő hőmérsékletek soros kapcsolás</i>										
Elrendezés módja	1. szonda		2. szonda		3. szonda		4. szonda		5. szonda	
	T in	T out	T in	T out	T in	T out	T in	T out	T in	T out
<i>Tömör Pe=3E-12</i>	-4.0	8.2	8.2	11.3	11.3	12.1	12.1	12.2	12.2	12.1
<i>Vízáramlás ra párhuzamo s soros Pe=3E-12</i>	-4.0	0.8	0.8	4.4	4.4	14.8	14.8	14.7	14.7	14.8
<i>Vízáramlás ra mérőleges soros Pe=3E-12</i>	-4.0	-0.7	-0.7	2.0	2.0	4.4	4.4	6.3	6.3	7.9
<i>Tömör Pe=3500</i>	-4.0	7.9	7.9	10.9	10.9	12.0	12.0	12.5	12.5	12.5
<i>Vízáramlás ra párhuzamo s soros Pe=3500</i>	-4.0	8.2	12.2	8.2	11.3	3.1	11.3	12.1	0.8	12.1
<i>Vízáramlás ra mérőleges soros</i>	-4.0	8.1	8.1	11.2	11.2	12.0	12.0	12.2	12.2	12.3

<b>Pe=3500</b>										
<b><i>Előremenő és visszatérő hőmérsékletek párhuzamos kapcsolás</i></b>										
<b><i>Tömör Pe=3E-12</i></b>	-4.0	0.8	-4.0	0.9	-4.0	1.0	-4.0	1.0	-4.0	0.9
<b><i>Vízáramlás ra párhuzamo s soros Pe=3E-12</i></b>	-4.0	-0.7	-4.0	-0.9	-4.0	-0.9	-4.0	-0.9	-4.0	-0.9
<b><i>Vízáramlás ra merőleges soros Pe=3E-12</i></b>	-4.0	-0.7	-4.0	-0.9	-4.0	-0.9	-4.0	-0.9	-4.0	-0.9
<b><i>Tömör Pe=3500</i></b>	-4.0	8.2	-4.0	8.0	-4.0	8.1	-4.0	7.2	-4.0	7.8
<b><i>Vízáramlás ra párhuzamo s soros Pe=3500</i></b>	-4.0	7.9	-4.0	5.7	-4.0	5.8	-4.0	7.7	-4.0	6.7
<b><i>Vízáramlás ra merőleges soros Pe=3500</i></b>	-4.0	8.1	-4.0	8.0	-4.0	7.9	-4.0	8.0	-4.0	8.0