

DIPLOMADOLGOZAT

Toldi Patrik
Létesítménymérnöki szak

Gödöllő
2023



**Magyar Agrár- és Élettudományi Egyetem
Szent István Campus
Létesítménymérnöki Szak**

Hotelépület épületgépészeti tervezése

Belső konzulens:	Dr. Szabó Márta egyetemi docens
Külső konzulens:	Király Gábor Senior Team Leader and BIM Consultant
Készítette:	Toldi Patrik XB0000 levelező tagozat
Intézet/Tanszék:	Műszaki intézet Épületgépészeti és Energetikai Tanszék

**Gödöllő
2023**

MŰSZAKI INTÉZET LÉTESÍTMÉNYMÉRNÖK MESTERSZAK
Épületgépészet specializáció

DIPLOMADOLGOZAT

feladatlap

Toldi Patrik (XB0000)

részére

A diplomadolgozat címe:

Hotelépület épületgépészeti tervezése

Feladatkiírás:

A diplomadolgozat témája egy hotelépület épületgépészeti tervezése, mely során a tervezett szakágak: fűtéstechnika, hűtéstechnika, vízellátás- és csatornázás.

Közreműködő tanszék: Épületgépészeti és Energetikai Tanszék

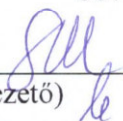
Külső konzulens: Király Gábor Senior Team Leader and BIM Consultant,
IMI International Kft, 1037 Budapest, Kunigunda útja 60.

Belső konzulens: Dr. Szabó Márta egyetemi docens, MATE, Műszaki Intézet

Beadási határidő: 2023. május 2.

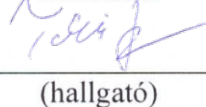
Gödöllő, 2023. 02. hó 10. nap

Jóváhagyom


(tanszékvezető)

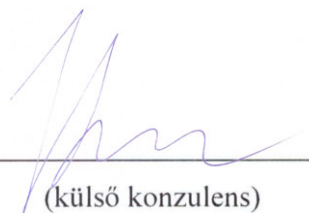

(szakfelelős)

Átvettem


(hallgató)

A dolgozat készítőjének külső konzulense nyilatkozom arról, hogy a hallgató az előre egyeztetett konzultációkon megjelent.

Gödöllő, 2023. 04. hó 30. nap


(külső konzulens)

Tartalom

1.	Bevezetés	5
1.1.	A témaválasztás indoklása	5
1.2.	Célkitűzések	6
2.	Szakirodalmi áttekintés.....	7
2.1.	A hőszivattyúkkal kapcsolatos hazai és nemzetközi irányelvek.....	7
2.2.	A hőszivattyú működési elve	8
2.3.	Hőszivattyúk részegységei.....	11
2.4.	Hűtőközeg	19
2.5.	Hőszivattyú hőforrásai	23
2.6.	Hőszivattyú üzemmódok	24
2.7.	Hőszivattyú alkalmazása.....	26
2.7.1.	Fűtési rendszerek	27
2.8.	Az irodalomelemzés összegzése	29
3.	Kidolgozás	30
3.1.	Az épület hőszükséglete.....	31
3.2.	Az épület hőterhelése	36
3.3.	Fűtéstechika	40
3.3.1.	Radiátoros rendszer	41
3.3.2.	Padlófűtés	51
3.4.	Hűtéstechika.....	62
3.5.	Gépházi berendezéske kiválasztása	69
3.6.	Víz- és csatornázás.....	75
3.6.1.	Vízellátás	75
3.6.2.	Melegvítároló méretezés.....	79
3.6.3.	Cirkulációs rendszer	81
3.6.4.	Csatornázás	84
4.	Összefoglalás	85
5.	Summary.....	87
6.	Irodalomjegyzék	92
7.	Mellékletek	96

1. Bevezetés

Az épületgépészet általános feladata, hogy biztosítsa a megfelelő komfortkörülményeket az épületen belül. Ez az épületben a megfelelő belső hő- és légállapotot a vízellátást, illetve a szennyvíz elvezetését jelenti.

Egyre magasabb szintű komfortkörülmények az elvártak, mivel az ember életének jelentős részét (80-90%) zárt terekben tölti, alapvető, hogy ezek a zárt terek biztosítsák az ember számára a szükséges kényelmet a szellemi munka elvégzéshez, a pihenéshez és a szórakozáshoz. Mindemellett fontos, hogy ezt a belső komfortot olyan rendszerekkel valósítsuk meg, melyek nagy energiahatékonyságúak és a lehető legnagyobb mértékben kiaknázzák a megújuló energiaforrásokat.

Diplomamunkám során egy hotelépület épületgépészeti tervezését választottam, ahol a tervezési határ az épület külső határvonaláig tart. Az épület két szintes, a földszinten húsz darab lakószoba található, melyekhez tartozik egy külön bejáratú fürdőszoba. A fürdőszobákban zuhanyzó, mosdó és WC található. Ezen felül a földszint még helyet ad egy étteremnek, két konyhának, egy irodának és a különböző kiszolgáló helyiségeknek. Az emeleti részen tíz darab nagyobb alapterületű apartman szoba található, melyekhez szintén saját fürdőszoba tartozik.

A terv az alábbi épületgépészeti szakágakat tartalmazza:

- fűtéstechnika
- hűtéstechnika
- vízellátás- és csatornázás

1.1. A témaválasztás indoklása

Napjainkban az energiaválság globális szintű problémává nőtte ki magát, továbbá a klímaváltozás is egyre inkább kézzelfoghatóvá válik. Az épületgépészet feladata nemcsak a megfelelő komfort biztosítása, hanem a fentartható, gazdaságos megoldás megtalálása is. Ehhez elengedhetetlen a legmodernebb technológiák ismerete és alkalmazása.

Mivel az Európai Unió és a magyar épület energetikai rendeletek megkövetelik a bizonyos százaléku megújuló energia részarányt, ezért ez az épületgépészeti tervezések során ezt figyelembe kell venni. Véleményem szerint erre jelenleg a legjobb technológia a hőszivattyú, mellyel az épület hűtése, fűtése és a használati melegvíz ellátása is megoldható.

1.2. Célkitűzések

Céлом egy olyan épületgépészeti rendszer tervezése, ami maradéktalanul kielégíti a bentartózkodók komfortigényeit. Mindemellett egy olyan modern rendszer tervezése, ami a lehető legnagyobb hatásfokkal működik, kiaknázza a megújuló energiaforrásokat és a lehető legjobb üzembiztonsággal működik.

A diplomadolgozat során hőszivattyús rendszert tervezek, mivel véleményem szerint jelenleg ez az egyik legjobb megoldás a megújuló energiák felhasználására az épületgépészeti rendszerekben. A hőszivattyú a környezetből vonja el a szükséges energiát (levegő, talaj vagy talajvíz), ami bárhol hasznosítható ezért csökkentheti az energiafüggőséget, mindemelett nincs lokális károsanyag kibocsátás.

Ezen felül fontosnak tartom, hogy jó hatásfokkal használjuk fel az energiát, ehhez elengedhetetlen a megfelelően megtervezett hidraulikai elosztóhálózat. A hidraulikai rendszert úgy kell méretezni, hogy az üzemeltetési költségek és a beruházási költségek optimális arányban legyenek egymással. Ehhez mindenféleképpen szükséges a rendszer besabályozása, ami nagyban hozzájárul az energiahatékonyságához. Továbbá fontos, hogy rézterhelés során is megfelelően működjön a tervezett rendszer, ezért a fogyasztók szabályozása is gondos tervezést igényel. Ez nem csak az energiahatékonysághoz járul hozzá, hanem a megfelelő belső komfortérzet kialakításához is.

A diplomamunkám során a fentebb leírt célokat fogom megvalósítani, melyek segítségével egy modern, energiahatékony épületgépészeti rendszert tudok tervezni.



1. ábra A választott hotelépület 3D-s modellje

2. Szakirodalmi áttekintés

A szakirodalmi elemzés során a hőszivattyúkkal kapcsolatos szakirodalmakat vizsgálom, mely során áttekintem a hazai- és nemzetközi szabályozásokat és előírásokat, részletesen elemzem a hőszivattyúk működési elvét, valamint megvizsgálom a hőszivattyúval üzemelő rendszerek sajátosságait is

2.1. A hőszivattyúkkal kapcsolatos hazai és nemzetközi irányelvek

A magyarországi adatokat vizsgálva azt tapasztalhatjuk, hogy 2021-ben a háztartások által felhasznált primerenergia mindössze 20%-a származott megújuló energiaforrásból. A Magyar Energetikai és Közmű-szabályozási Hivatal (MEKH) szerint 2021-ben a háztartások éves energiafelhasználása 269 PJ volt, ez az országos energiafelhasználásnak körülbelül egyharmadát teszi ki. Ennek a felhasznált energiának legnagyobb része (72%) fűtési célokra lett fordítva, aminek jelentős részét földgáz biztosította, közel 60%-ban, de a háztartások összes energiafelhasználásának is közel 50%-a földgázból származott. (Magyar Energetikai és Közmű-szabályozási Hivatal, 2022)

1. táblázat Háztartások végső energiafelhasználása 2021-ben (Magyar Energetikai és Közmű-szabályozási Hivatal, 2022) nyomán

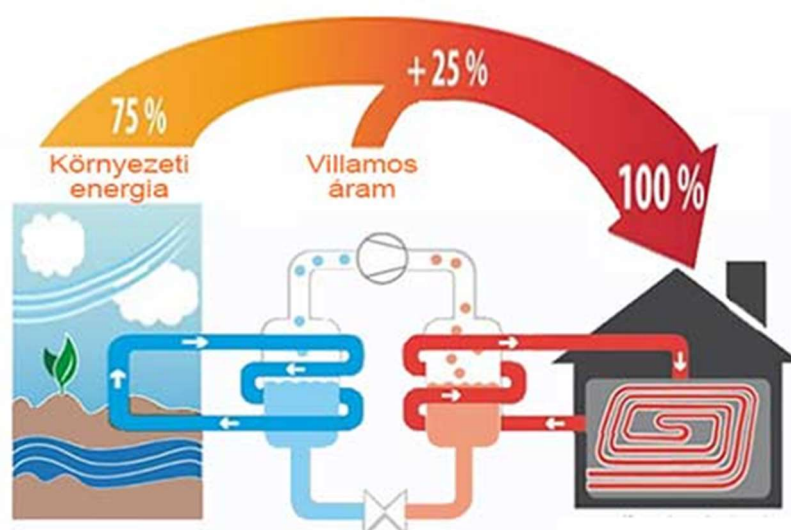
Megnevezés	Fűtés	Hűtés	Használati melegvíz	Főzés	Összesen
Villamos energia	4090 TJ	845 TJ	12215 TJ	2312 TJ	46904 TJ
Távhő	15853 TJ	-	5111 TJ	0 TJ	20964 TJ
Földgáz	118247 TJ	-	13176 TJ	7971 TJ	139394 TJ
Szén	1887 TJ	-	0 TJ	0 TJ	1887 TJ
Kőolajtermékek	90 TJ	-	288 TJ	2714 TJ	3091 TJ
Megújulók	55467 TJ	-	1155 TJ	15 TJ	56637 TJ
Összesen	195634 TJ	845 TJ	31945 TJ	13012 TJ	268878 TJ

Az Európai Unióban jelenleg a megújuló energiaforrásokról szóló 2018/2001 számú irányelv van hatályban, amelyet a tagállamoknak 2021. június 30-ig kellett átültetniük a nemzeti jogszabályaikba. A célja, hogy 2030-ra az EU teljes bruttó végső energiafogyasztásának legalább 32%-a megújuló energiaforrásokból származzon. Továbbá ösztönzi az uniós tagállamokat a megújuló energiaforrások használatának növelésére, és a szén-dioxid-kibocsátás csökkentésére. (2018/2001 EU irányelv)

Az egységes Európai Unió törekvése az, hogy 2050-re karbonsemlegessé váljon az EU. Ennek két fő oka a klímaváltozással kapcsolatos egyre sötétebb jövőkép, és az Európai Unió energiafüggőségének csökkentése. Az Európai Bizottság a REPowerEU javaslatcsomaggal azt a célt tűzte ki, hogy 2030-ra 10 millió hőszivattyú üzemeljen, ugyanis a hőszivattyús technológia jelentős szén-dioxid-csökkentési alternatíva lehet. További fontos irányelv a 2009/28/EK RED recast megújuló irányelv, ami azt a megnövelt célt tűzte ki, hogy a felhasznált energiának legalább 40%-ban megújuló forrásokból kell származnia 2030-ra. Ehhez minden tagállamnak hozzá kell járulnia. Erre jelenleg a hőszivattyú tűnik a legalkalmasabb technológiának, amely az épületek fűtése és hűtése mellett a használati melegvíz előállítására is alkalmas. Ehhez nagy segítség, hogy a tagállamoknak lehetősége van a hőszivattyúk és más nagy hatékonyságú fűtőberendezések áfakulcsának csökkentésére. (Szalai, 2022)

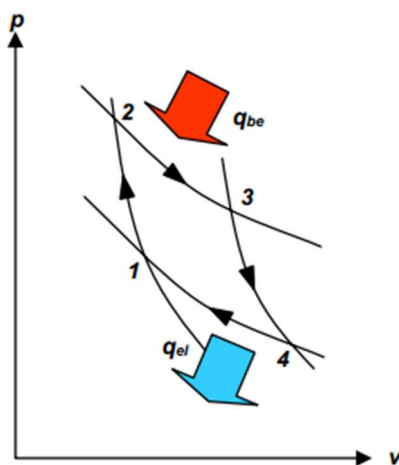
2.2. A hőszivattyú működési elve

A hőszivattyúk széles körben használhatók az épületek fűtésére, hűtésére és a megújuló energiaforrások kiaknázására adnak lehetőséget. A hőszivattyú működése alapvetően azon az elven alapszik, hogy hőt von el a kis hőmérsékletű környezetből (tovább hűti az alacsony hőmérsékletű közeget), és azt magasabb hőmérséklet szintre emeli. Így az alacsony hőmérsékletű energia használható lesz az épületek fűtésére.



2. ábra Hőszivattyú működési elve (Hőszivattyú fűtés-hűtés ESTÉ-Credit Side
Kf, dátum nélk.)

A termodinamika második főtétele kimondja, hogy a hő önként, energiabefektetés nélkül mindig a magasabb hőmérsékletű testről az alacsonyabb hőmérsékletű felé áramlik. Emellett azt is kimondja, hogy a hő mechanikai munkává való átalakításához minden esetben hőmérséklet-különbségre van szükség. Abban az esetben, ha ezt megfordítjuk, és a mechanikai munka befektetésével hőt termelünk, akkor beszélünk hőszivattyúzásról. Ez a befektetett munka az energiamegmaradás elve alapján mindig kevesebb a kapott hasznosítható hőenergiánál. A 3. ábrán az elméleti Carnot körfolyamat látható, amely a hőszivattyúk elméleti működését ábrázolja. (Komlós et al. 2009)



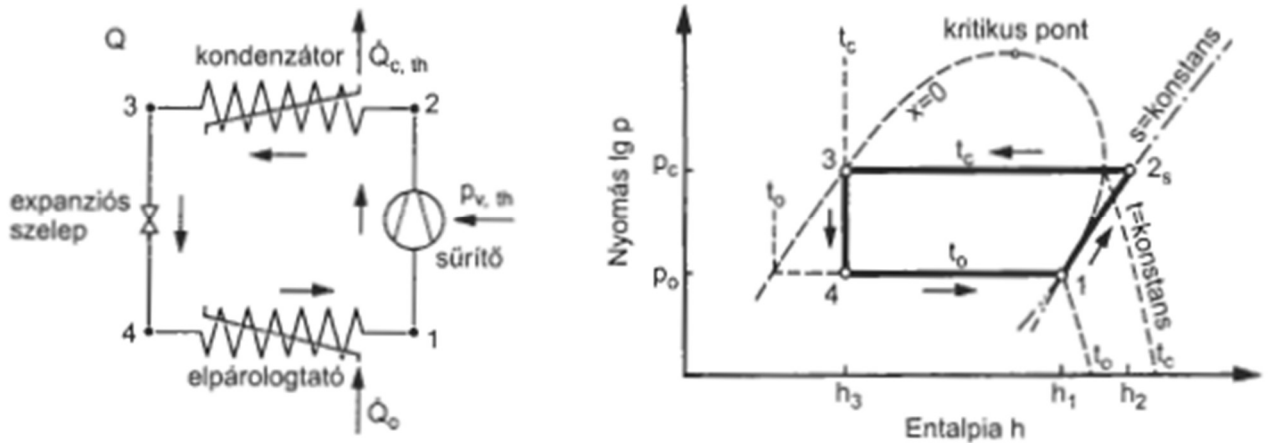
3. ábra A Carnot-körfolyamat (Író, 2007.)

A körfolyamat a következő állapotváltozásokból áll:

- 1-2 adiabatikus kompresszió
- 2-3 izotermikus hőközlés
- 3-4 adiabatikus expanzió
- 4-1 izotermikus hőelvonás

Az ideális Carnot-hűtőkörfolyamat során a hűtőközeg energiabefektetés árán képes hőt szállítani kisebb hőmérséklettől a nagyobb hőmérséklet felé. Azaz alkalmas arra, hogy az alacsonyabb hőmérsékletű közegtől felvett hőt a magasabb hőmérsékletű közeg felé szállítsa. A Carnot-hűtőkörfolyamat gyakorlati alkalmazása nehézségekbe ütközik az izotermikus expanzió- és kompresszió megvalósíthatósága miatt, valamint az ideális hűtőközeg biztosítása miatt.

A gyakorlatban úgynevezett gőznemű hűtőközegeket alkalmaznak, mivel ezek az alkalmazási hőmérséklettartományban folyadék- és gáz fázisban is lehetnek. Az izotermikus expanszió a folyadék állandó nyomáson történő elpárolgatásával helyettesíthető, az izotermikus kompresszió pedig a telített gőz állandó nyomáson történő kondenzációjával. A hűtőközeg az állapotváltozáshoz szükséges hőáramot és energiaáramot külön berendezésekben veszi fel, majd szintén külön berendezésben adja le. (Jakab et al. Kompresszoros hűtés I., 2006)



4. ábra Valóságos hőszivattyú körfolyamata a log p-h diagramban (Homonnay et al. 2001)

A körfolyamat elvi megvalósítására alkalmas berendezés kapcsolási vázlata és a folyamat ábrázolása log p-h állapotdiagramban az 4. ábrán látható. A gyakorlatban alkalmazott hőszivattyúk is az ábrán látható főbb részegységekből épülnek fel.

Szintén fontos fizikai törvényszerűség, hogy a gázok térfogatváltozásra hőleadással vagy hőfelvétellel reagálnak. Ha túlnyomás alatt lévő gáz expandál, akkor a térfogatnövekedéshez szükséges energiát a környezet biztosítja, függetlenül a gáz és a környezet hőmérsékletétől. Tehát a térfogatnövekedéshez szükséges hőt a gáz a környezettől vonja el. (Schreier et al. 2009) A hőszivattyú működése szempontjából ez egy nélkülözhetetlen fizikai törvényszerűség.

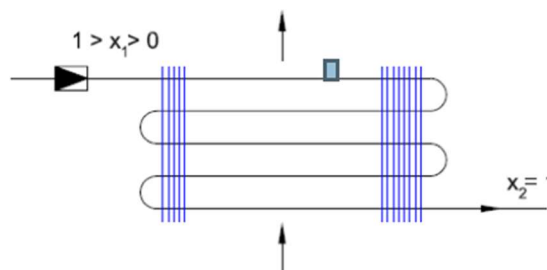
2.3. Hőszivattyúk részegységei

A hűtőkörfolyamat állapotváltozásai egy-egy külön berendezésben valósulnak meg. Ezeknek a részegységeknek a működését a következőkben ismertetem.

Elpárolgató

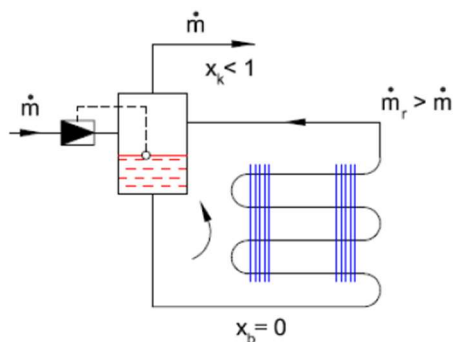
A hőszivattyúknál funkció alapján két különböző hőcserélőt különböztetünk meg: a kondenzátort és az elpárolgatót. Az elpárolgató egy felületi hőcserélő, ahol a folyadékfázisú hűtőközeg kis nyomáson hőt vesz fel a hűtött közegtől, ennek hatására a hűtőközeg elpárolog. A folyamathoz szükséges hőt a hűtött közegtől vonjuk el, aminek hatására a hőmérséklete csökken. Hőszivattyúknál az elpárolgáshoz szükséges hőt a külső levegőtől, talajtól, természetes vízforrástól vagy technológiai folyamattól vonjuk el. Az elpárolgatók a hűtőközeg oldalon lehetnek száraz vagy elárasztott rendszerűek.

A száraz rendszer jellemzője, hogy a hőcserélőbe a hűtőközeg kis fajlagos gőztartalmú gőzként lép be. Hőfelvétel után teljesen elpárolog, túlhevített gőzként lép ki a hőcserélőből. Az egyenetlen felületnedvesítés miatt a hőátadási tényező nagy mértékben változik a hőcserélő felülete mentén. Azonban nagy előnye ennek a rendszernek a kis hűtőközegtöltet és a felügyeletet nem igénylő üzem. (Jakab et al. 2006)



5. ábra Száraz rendszerű elpárolgató (Juhász, et al. 2020)

Az elárasztott rendszerű elpárolgatók esetén a hőátadás a hűtőközeg felé jóval intenzívebb, mint a száraz rendszerénél, mivel a belső felület jól nedvesített. Ebben az esetben a hűtőközeg csak részben párolog el, nedves gőzfázisban lép ki a hőcserélőből. A kompresszor védelme érdekében, hogy ne történjen folyadékütés meg kell oldani a fázisbontást. A nagy hűtőközegtöltet miatt elsősorban ipari alkalmazása a megszokott. (Jakab et al.2006)



6. ábra Elárasztott rendszerű elpárológató
(Juhász et al. 2020)

A kis- és közepes teljesítményű hőszivattyúkban általában száraz rendszerű hőcserélőt alkalmaznak. Ezek a hőcserélők lehetnek levegő-hűtőközeg elpárológatók (ezen belül természetes áramlású vagy kényszer áramlású) illetve, folyadék-hűtőközeg elpárológatók. Levegő-víz hőszivattyúknál legtöbb esetben kényszeráramlású elpárológatóval lehet találkozni. Ebben az esetben a levegő kényszeráramoltatását ventilátor biztosítja, ami egyrészt növeli a hőátadás hatásfokát, másrészt viszont energiaigényesebb. (Juhász et al. 2020)

Folyadékűtő elpárológatónak legtöbbször lemezes hőcserélőt vagy csőköteges hőcserélőt alkalmaznak. Mind a két típus lehet száraz vagy nedves rendszerű. (Pavković, 2012)

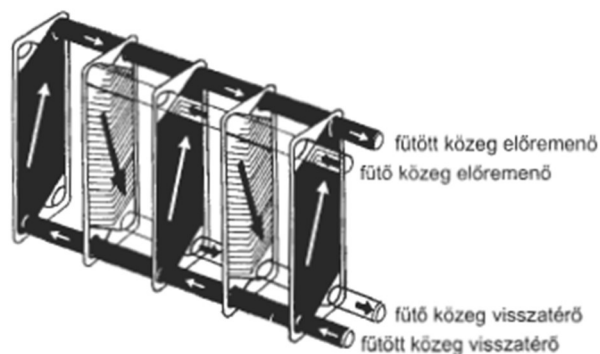
Kondenzátor

A kondenzátor oldali hőcserélőben a magas hőmérsékletű- és nyomású gőzfázisú hűtőközeg kondenzálódik, miközben hőt ad le. A hűtőközeg a kondenzációs hő leadása után telített folyadék fázisba lép. (Juhász et al. 2020)

A hőszivattyú körfolyamat során a megtermelt hőenergiát egy közvetítő közegnek adja át (jellemzően víz vagy víz-glikol keverék) a hűtőközeg. Erre a feladatra leginkább lemezes hőcserélőket vagy csőköteges hőcserélőket szoktak alkalmazni.

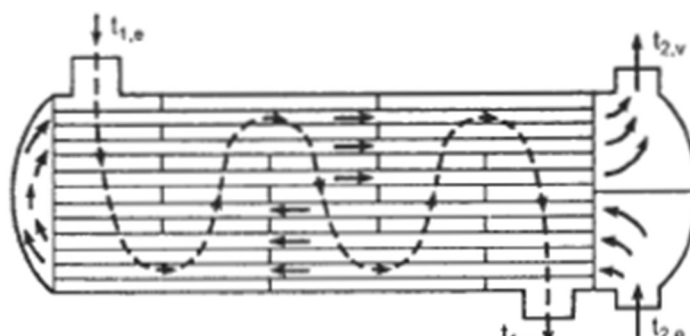
A lemezes hőcserélők lehetnek forrasztott vagy szerelhető kivitelűek. A lemezei kis súrlódási ellenállásúak, és a hőátadás fokozása érdekében turbulencia fokozó kialakítással készülnek. Jellemzően ellenáramú kialakítású hőcserélők, amik általában rozsdamentes acélból készülnek. (Homonnay et al. 2001) A hőátadás a 0,3-0,6 mm vastagságú lemezek között történik. A lemezes hőcserélő nagy hatásfokkal működik, azonban a kialakítása miatt jelentős nyomáseséssel kell számolni. (Szádóczki, 2000)

A lemezes hőcserélő kialakítása a 8. ábrán látható.



8. ábra Lemezes hőcserélő felépítése (Homonnay et al 2001)

Csőköteges hőcserélőkre nagyobb teljesítményeknél van szükség. Kialakításukat tekintve a csőkötegen kondenzálódik a hűtőközeg, a csövekben pedig a fűtendő közeg áramlik.



7. ábra Csőköteges hőcserélő felépítése (Homonnay et al. 2001)

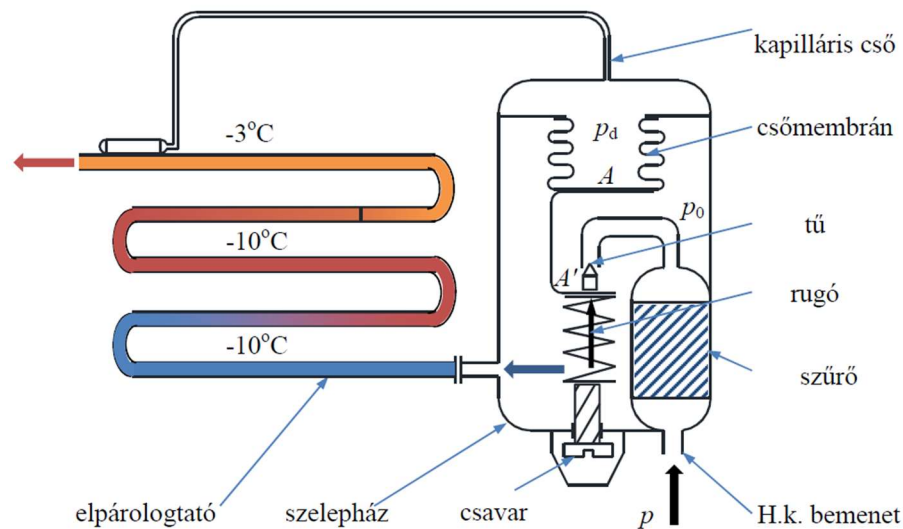
Expanziós készülékek

Az expanziós adagoló a kondenzátor és az elpárolgató között helyezkedik el. A feladata, hogy a kondenzációs nyomáson lévő folyadék fázisú hűtőközegnek csökkentse a nyomását elpárolgatósi nyomásra, üzemszünetben a hűtőközegellátás megszüntetése, illetve a hűtőközeg adagolása. Ez azért fontos, mert ha nem jut elég hűtőközeg az elpárolgatóba, akkor az elpárolgató nem tudja leadni a megfelelő teljesítményt. Mivel a folyadék már gőzfázisba kerül az elpárolgatósi folyamat vége előtt, nem tudja kihasználni a teljes elpárolgató felületet. Ezzel a szükségesnél nagyobb mértékben túl lesz hevítve a gőzfázisú közeg, ami így a kompresszort nem tudja megfelelő mértékben hűteni. Másrészt, ha az adagoló több hűtőközeget juttat az elpárolgatóba, mint ami el tudna párologni, akkor összenyomhatatlan folyadék kerülhet a kompresszorba, ami a kompresszor meghibásodásához vezet. (Csizmazia, 2022)

A modern hőszivattyús berendezéseknél alkalmazott expanziós részegységek felhasználástól függően eltérőek lehetnek. A következőkben a gyakorlatban alkalmazott típusok közül mutatok be néhány lehetséges megoldást.

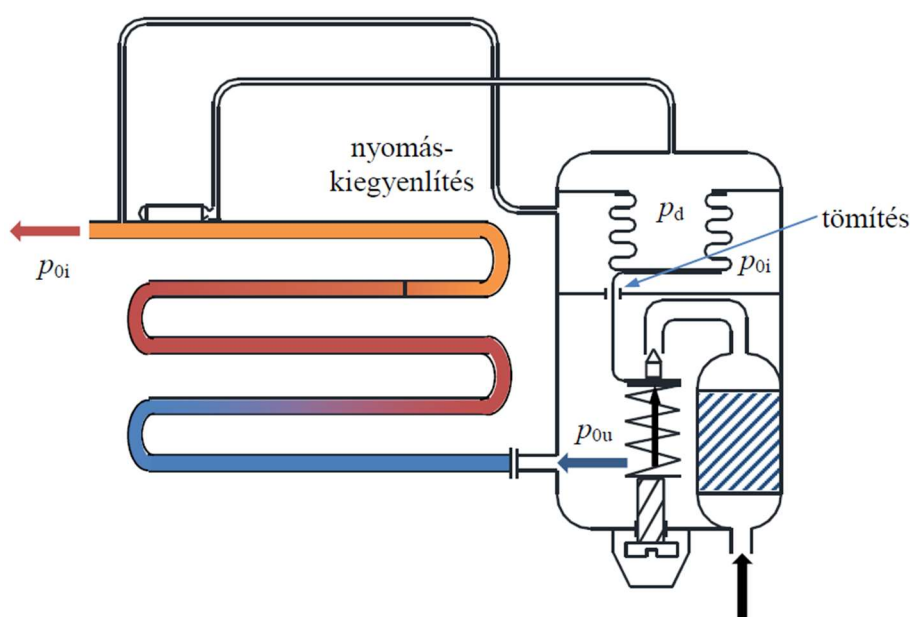
A kapilláris csöves adagolószerv és az automatikus expanziós szelep vagy más néven állandó nyomású adagoló szelep részletes ismertetésétől eltekintek, mivel ezek az eszközök a modern hőszivattyúkban nem túl gyakoriak. Ezekkel a megoldásokkal a hűtőközeg adagolása nem szabályozható.

A termosztatikus expanziós szelep feladata az elpárolgatóba kerülő hűtőközeg mennyiségi szabályozása, ami azért fontos, hogy a működéshez szükséges túlhevítés mindig biztosítva legyen. Ahogy a 9. ábrán is látható berendezés egy szeleptestből és egy érzékelő patronból áll. Az érzékelő patron egy kapilláris csővel csatlakozik a szelep felső, membránnal elválasztott részéhez, ahol a patron töltetének hőmérsékletétől függő nyomás uralkodik. A membrán túloldalán az elpárolgási nyomás uralkodik. A szelep pozícióját az érzékelőben fellépő nyomás, az elpárolgatóban lévő nyomás és rugóereje határozza meg. Ha a membránra ható nyomáskülönbség megnő az érzékelt hőmérséklet emelkedése miatt, akkor a szelep elkezd nyitni és nagyobb hűtőközegáramot enged át. Ez fordítva is igaz, ha az érzékelt hőmérséklet csökken, a membrán feletti nyomás is csökken, a szelep zár és csökkenti a hűtőközegáramot. (Jakab et al. 2006)



9. ábra Termosztatikus expanziós szelep (Pavković, 2012)

A termosztatikus expanziós szelepek lehetnek a fent említett működésű belső nyomáskiegyenlítésű szelepek. Azonban, ha az elpárologtatóban nagy nyomáscsökkenés jön létre, akkor a fenti módszerre nem biztosítható a megfelelő túlhevítés. Ebben az esetben van szükség a külső nyomáskiegyenlítésű expanziós szelepre. Felépítését tekintve nagyon hasonló a belső nyomáskiegyenlítésű szelepekhez. Az egyetlen eltérés az, hogy a membrán alatti tér egy kapilláris csővel össze van kötve az elpárologtató hőcserélő kimenetével, így a membrán alatti nyomás megegyezik az elpárologtató kimenetén lévő nyomással. Ezzel a megoldással biztosítható a megfelelő túlhevítés. (Pavković, 2012)

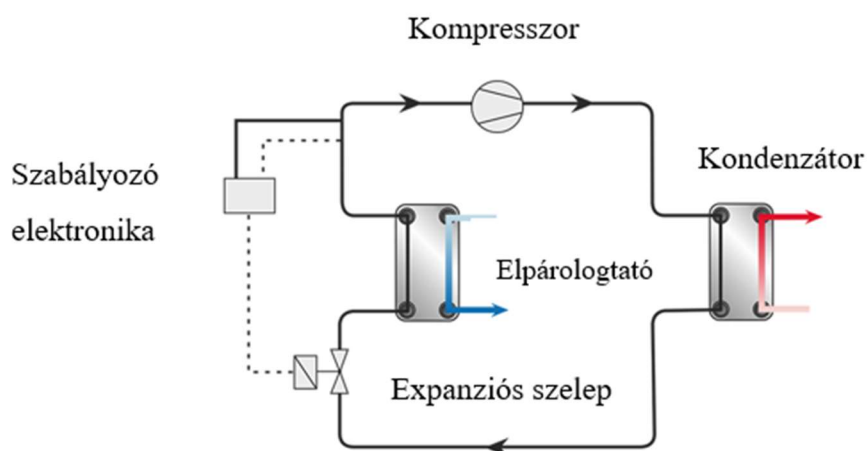


10. ábra A külső nyomáskiegyenlítésű termosztatikus expanziós szelep felépítése
(Pavković, 2012)

Míg a termosztatikus expanziós szelepek segédenergia nélküli működésűek, addig az elektromos expanziós szelepek működéséhez elektromos áramra van szükség. A szelep aktuális helyzetét a vezérlőelektronika határozza meg, az aktuális nyomás- és hőmérséklet érzékelő jelek alapján. Az elektronikus expanziós szelepek pontosabb hűtőközeg szabályozást biztosítanak, így biztosítva az optimális túlhevítés. Ezzel a rendszer energiahatékonyságát, és élettartamát is növelik.

Az elektromos expanziós szelepeknek két csoportja van, az impulzus vezérelt elektronikus szelepek és a léptetőmotoros elektronikus expanziós szelepek. A léptetőmotoros szelep esetén az elpárologtató ki- és belépő oldalán nyomás- és hőmérsékletérzékelő szenzorok vannak elhelyezve. A szabályozó elektronika ezen adatok alapján küld állító jelet a motornak, ami a szelep nyitásával vagy zárásával tudja szabályozni az elpárologtatóban engedett munkaközegáramot. (Air Conditioning, Heating & Refrigeration News, 2004)

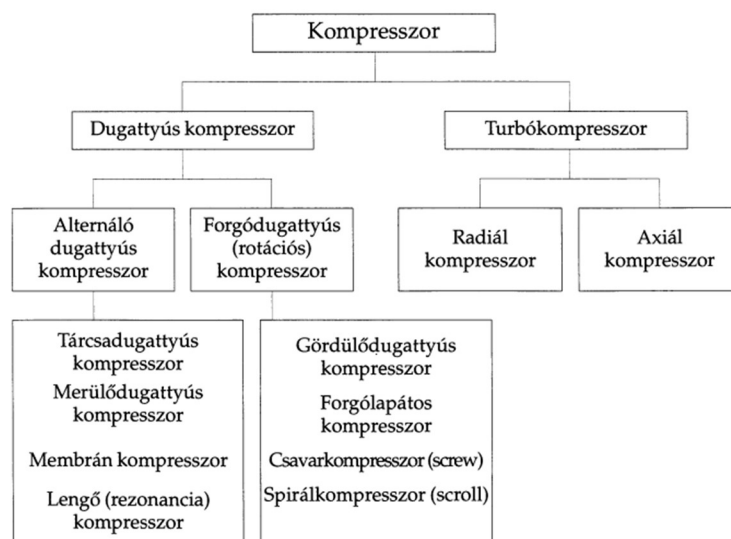
Ezzel szemben az impulzus vezérelt elektronikus szelepnek csak két állása lehet, vagy teljesen nyitva van vagy teljesen zárva. A megfelelő hűtőközegetömegáramot a nyitási- és zárási periódusok hosszával lehet befolyásolni. (SWEP)



11. ábra Elektronikus expanziós szelep telepítése (SWEP) nyomán

Kompresszor

A kompresszor a hőszivattyú egyik legfontosabb, ha nem a legfontosabb része. Feladata a hűtőközeg nyomásának megemlése kondenzációs nyomásra, illetve a körfolyamat során a hűtőközeg áramlásának fenttartása. Tehát a kompresszor mechanikai energiát alkalmazva hűtőközeget szállít kisnyomású térből nagynyomású térbe. (Jakab et al. 2006)



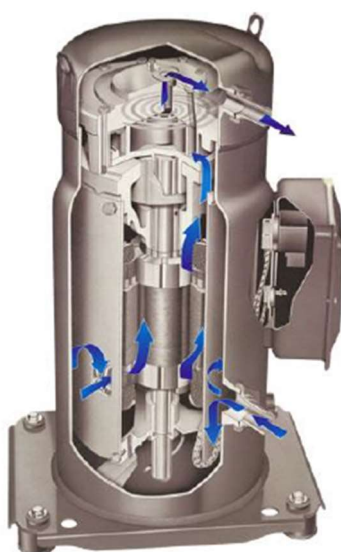
12. ábra Kompresszorok csoportosítása működési elv szerint (Jakab et al. 2006)

A kompresszorokat működési elvük szerint két csoportba lehet osztani. A térfogatkiszorítás elvén működő kompresszorokra, és az örvényelv alapján működő turbókompresszorokra. Továbbá a kompresszor és motor kapcsolat alapján is csoportosíthatjuk a kompresszorokat. Ez alapján beszélhetünk nyitott kompresszorokról, hermetikus kompresszorokról és félhermetikus kompresszorokról. (L. Szabó, 2014)

Spirálkompresszor

A spirálkompresszor, vagy más néven scroll kompresszor egy térfogatkiszorításos elven működő kompresszor típus. Kis és közepes hőszivattyú kategóriában, főleg hermetikus kivitelben a legelterjedtebb. Az egyik nagy előnye, hogy nem végez alternáló mozgást, ezért rezgésmentesen üzemel. (Jakab et al. 2006)

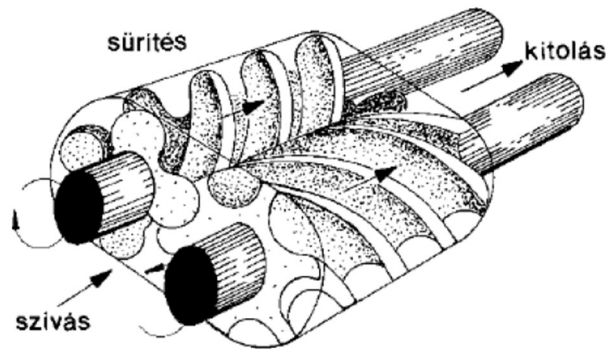
A készülék felépítését tekintve két egymással szembefordított archimedesi spirálból áll, az egyik spirál áll, míg a másik orbitális mozgást végez. A hűtőközeg a spirál külső része felől érkezik, majd a komprimálást követően az álló spirál középpontjában lévő nyomócsonkon távozik. A forgás során a két spirál egymással két pontban érintkezik, így radiális tömítések alakulnak ki, melyek kívülről befelé vándorolnak. A spirálok által közrezárt tér így egyre kisebb és kisebb lesz, ezért a benne lévő kompresszió egyre nagyobb lesz. A már nagynyomású közeg a spirál középső részén található kilépőcsonkon távozik. (L. Szabó, 2014) Ezekben a kompresszorokban nincs szükség szívó- és nyomó szelepekre, ezért a szelepek nyomáseséséből adódó teljesítménycsökkenéssel nem kell számolni, illetve a szelep zaj sem okoz problémát. (Komlós et al. 2009)



13. ábra Scroll kompresszor (Juhász et al. 2020)

Csavarkompresszor

A Screw-kompresszornak is nevezett csavarkompresszor egy térfogatkiszorítás elvén működő kompresszor. Jelenleg nagyobb folyadékűtőkben és hőszivattyúkban alkalmazzák a kis helyigényük, és nagy üzembiztonságuk miatt. (Juhász et al. 2020)



14. ábra A Screw-kompresszorelvi felépítése (Juhász et al.2020)

A kompresszor két speciális rotorból áll, és egy nyolcas alakú kompresszorházból. A meghajtott rotor az úgynevezett főrotor, amely általában 4 konvex fogprofillal rendelkezik. A mellékrotor általában 6 konkáv fogprofilból áll. Forgás közben a rotorok fogai egymáson lefordulva folyamatosan szűkítik a teret, így csökken a térfogat és nő a nyomás. Működés közben nem csak a tér csökken, hanem a közeg a szívónyílástól a nyomócsonk felé halad. Ennek a kialakításnak az előnyei az egyenletes szállítás, a kis helyigény és a nagy üzembiztonság. Főleg nagyobb teljesítményű gépekben alkalmazzák a nagy szállítóképessége miatt. (L. Szabó, 2014)



15. ábra A fő és mellékrotor kialakítása (L. Szabó, 2014)

2.4. Hűtőközeg

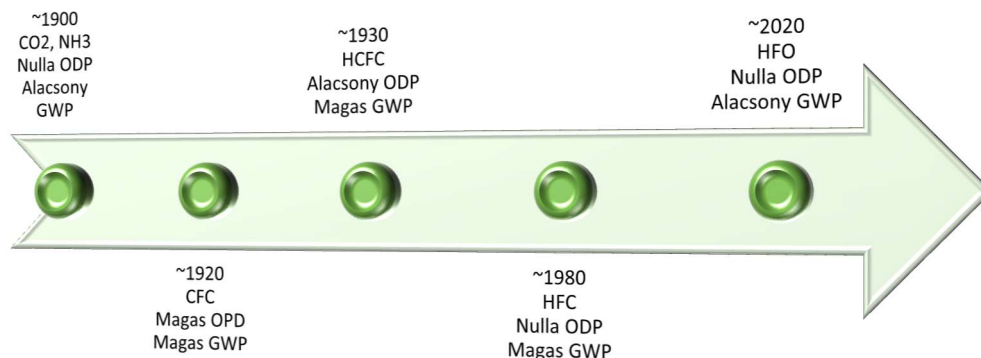
A kompresszoros hűtési körfolyamatok nélkülözhetetlen alkotóeleme a hűtőközeg. A hűtőközeggel valósítható meg a hűtési (és a hőszivattyúzási) körfolyamat, ami alacsonyabb hőfokszinten a hőenergiát felveszi, majd azt magasabb hőfokszinten leadja. Alapvető elvárás a hűtőközeggel szemben, hogy alacsony hőmérsékleten elpárologjon, és műszakilag és gazdaságilag megvalósítható nyomáson cseppfolyósítható legyen. (Jakab et al. Kompresszoros hűtés I., 2006) Amennyiben ezen alapvető elvárások nem teljesülnek, a körfolyamat a hűtőközeggel nem megvalósítható. Az alapvető elvárásokon túl még számos hűtéstechikái, kémiai, egészségügyi, ökológiai követelménynek meg kell felelnie a hűtőközegeknek.

Hűtőközegek történelmi áttekintése

A mesterséges hűtéshez az első hűtőközeg a dietil-éter volt, azonban ez az anyag levegővel keveredve robbanóképes elegyet alkot és egyéb egészségre káros tulajdonságai miatt alkalmazása nem terjedt el. Természetes hűtőközegekkel ezzel egyidőben már foglalkoztak, mint például ammónia, szén-dioxid és egyéb szénhidrogének.

A halogénezett szénhidrogének (CFC) elterjedése az 1930-as években kezdődött, a kedvező hőtechnikai tulajdonságaik miatt. A CFC hűtőközegekben a szénhidrogén molekulában a hidrogén atomokat klór helyettesíti, ezzel egy stabilabb, jó hőtechnikai tulajdonsággal rendelkező hűtőközeget kapunk. Azonban 1974-ben kutatások igazolták az összefüggést az ózonréteg vékonyodása, és a légkörbe jutott CFC gázok között - ugyanis a klór bontja az ózont. Ennek hatására 1987-ben nemzetközi egyezmény keretein belül (Montreali-jegyzőkönyv) a halogénezett szénhidrogének fokozatos kivezetését javasolták.

A CFC hűtőközegek kiváltása érdekében jöttek létre a részlegesen halogénezett szénhidrogének (HCFC), majd a fluorozott szénhidrogének (HFC). A HFC hűtőközegeknél ugyan az ózonbontó hatás már nem probléma (mivel klórt nem tartalmaznak), de jelentős üvegházhatás potenciállal bírnak. 1997-ben a Kyotói egyezmény az üvegházhatású gázok csökkentését tűzte ki célul. A HFC gázok rendkívül magas GWP értéke miatt további szigorítások léptek életbe a hűtőközegekkel kapcsolatban. Mivel az üvegházhatású gázok kibocsátása nem bizonyult fenttarthatónak, 2016-ban a Montreáli Jegyzőkönyv Kigali Módosítása a globális felmelegedés mérséklése érdekében a HFC gázok használatának fokozatos kizorítását tűzte ki célul. (Ciconkov, 2018)



16. ábra Hűtőközegek időrendi áttekintése

Hűtőközegekre vonatkozó előírások

A bolygót körülvevő ózonréteg védi a földet a Napból érkező káros UV sugárzástól, amelynek egészség- és környezetkárosító hatásai egyaránt problémát okoznak. Ennek az ózonrétegnek a csökkenése összefüggésbe hozható a légkörben található klóratommal, ami az ózonnal kémiai reakcióba lépve lebontja azt. A légkörbe kerülő egyes hűtőközegek bomlása során klór keletkezik, ami a fentebb leírt folyamatot generálja. (Refrigerants, 2013) Ennek a folyamatnak a megfékezésére jött létre a Montreali jegyzőkönyv az ózonkárosító anyagok korlátozásáról és kiváltásáról. Ezen kívül több nemzetközi egyezmény korlátozza, és vezeti ki a forgalomból a magas ODP és GWP értékű hűtőközegeket.

Jelenleg hatályban lévő rendelkezés a 517/2014/EU európai parlamenti és tanácsi rendelete a fluortartalmú üvegházhatású gázokról és a 14/2015 (II. 10.) Kormányrendelet, vagyis a Klímagáz rendelet. Ezek alapján bevezetésre került az F-gáz kvótarendszer, és fontos előírások születtek a gyártással, forgalomba hozatallal és a felhasználással kapcsolatban.

A hűtőközegeknek az eltérő összetétele miatt nem egyforma a környezetre gyakorolt hatása. Az összehasonlításához szükséges mérőszámok a következők:

- **ODP** (Ozone Depletion Potential) azaz ózontartó képesség, mely egy viszonyszám, ami a már betiltott R-11 (vagy CFC-11) hűtőközeg ózontartó képességéhez viszonyítva adja meg a hűtőközeg ózontartó képességét. Értéke 0-1 között lehet.
- **GWP** (Global Warming Potential) azaz a globális felmelegítő képesség azt hivatott kifejezni, hogy 1kg hűtőközeg a szén-dioxidhoz viszonyítva 100 év alatt mennyiben járul hozzá a globális felmelegedéshez. Egyes halogénezett hűtőközegeknél ez a szám ezres nagyságrendű is lehet.
- **TEWI** (Total Equivalent Warming Impact) azaz teljes egyenértékű felmelegítő hatás. Egy összetett mérőszám, ami azt fejezi ki, hogy a berendezés a teljes élettartama alatt mennyire járult hozzá a globális felmelegedéshez. Nem csak az elszivárgott hűtőközeget veszi figyelembe, hanem egyéb energetikai jellemzőket is. (842/2006 EU rendelet)

2. táblázat Összehasonlító táblázat egyes hűtőközegek GWP és ODP értékéről

Hűtőközeg kód	Hűtőközeg típus	GWP érték	ODP érték
R12	CFC	10910	1
R22	HCFC	1810	0,05
R32	HFC	675	0
R134a	HFC	1430	0
R404A	HFC keverék	3920	0
R407A	HFC keverék	2110	0
R410A	HFC keverék	2088	0
R455A	HFC/HFO keverék	146	0
R464A	HFC/HFO keverék	1288	0
R502	CFC/HCFC	4657	0,33
R507	HFC keverék	3985	0
R513A	HFO	573	0
R1234yf	HFO	4	0
R1234ze	HFO	0	0
R170	szénhidrogén	6	0
R290	szénhidrogén	3	0
R600a	szénhidrogén	3	0
R717	természetes	0	0
R744	természetes	1	0

Lehetséges hűtőközeg alternatívák

A halogénezett hűtőközegek (CFC) és a részlegesen halogénezett szénhidrogének (HCFC) már nem hozhatók forgalomba, illetve a fluorozott szénhidrogének (HFC) is csak kvótarendszer alapján. Ezeknek ugyan ODP értékük nulla, de a magas GWP értékük, és a hosszútávú légköri jelenlétük miatt hosszútávon nem alkalmazhatóak. A bolygó globális felmelegedésének csökkentése érdekében más típusú hűtőközegekre van szükség. Ezek egyrészt lehetnek természetes hűtőközegek, vagy a hidro-fluor-olefinek (HFO).

Természetes hűtőközegek

Természetes hűtőközegek már a XIX. századtól ismertek. Közülük a legismertebbek az ammónia (R717), a szén-dioxid (R744), valamint a szénhidrogének, mint például a propán (R290), vagy az izobután (R600a).

A szénhidrogénnel helyettesíteni lehet a CFC-gázokat, így a CFC-kel üzemelő berendezések nagyobb átalakítás nélkül tudnak működni. Mivel ezek az anyagok tűz- és robbanásveszélyesek, csak szigorú biztonsági előírásokkal, és speciális esetekben alkalmazhatóak. (Ciconkov, 2018)

Az ammónia nagyobb kapacitású ipari hűtőrendszerek esetén rendkívül elterjedt. Rendkívül jó termodinamikai tulajdonságokkal bír, alacsony forráspontja és a nagy fajlagos hőfelvétele miatt ideális hűtőközeg. Viszont mérgező, rézzel nem kompatibilis, valamint levegővel keveredve bizonyos koncentrációban gyúlékony (a felső és az alsó robbanási koncentráció nagyon közel vannak egymáshoz). Szúrós szagú, mérgező gáz, rendkívül kis koncentrációban is érzékelhető. (Lantos, Ammóniás kishűtőgépek, 2022)

A szén-dioxid (R744) a jövőben egy alkalmazható alternatíva lehet a HFC-k kiváltására. Alkalmazásának azonban számos korlátja van, például a rendkívül magas rendszernyomás, ami a kisnyomású oldalon 30 bar a nagynyomású oldalon 130 bar. A szén-dioxidos rendszerek további hátránya, hogy a hatásfok nagyban függ a rendszer kialakításától és a környezeti hőmérséklettől. Azonban előnyei közt meg lehet említeni az alacsony GWP értéket, a tűzgátló tulajdonságot és az olcsó előállítást. A technika fejlődésével a jövőben biztonságos és környezetbarát hűtőközeg lehet. (VGF online, 2018)

HFO

A HFC-k jelentős hatást gyakorolnak a globális felmelegedésre és az éghajlatváltozásra. Emiatt ezeknek a hűtőközegeknek a korlátozása jelenleg is zajlik. A kiváltásukra a hidro-fluor-olefinek (HFO) tűnnek legalkalmasabbnak. Ebben a vegyületben kettős kötés van a szénatomok között, ami nagymértékben csökkenti a légköri élettartamukat, ezzel együtt a GWP értéket is. Azonban ezek a közegek gyúlékonyak (A2 osztályú). A jelenleg használt berendezésekben kisebb átalakítással ugyan alkalmazhatóak, de a hőtechnikai tulajdonságaikban jelentősen eltérhetnek a ma használt hűtőközegektől. Ilyen hűtőközegek lehetnek például a R1234ze és a R1234yf, melyek az R134a kiváltására lehetnek alkalmasak. (McLinden - Huber, 2020)

2.5. Hőszivattyú hőforrásai

A hőszivattyú berendezések a fűtéshez szükséges hőt a környezettől vonják el. Ez az energia elvonás történhet a levegőből, a talajból vagy talajvízből (akár hulladékhőt is hasznosíthatunk). A geotermikus energia és hulladékhő kivételével a hőszivattyú mindig a napenergia valamelyik tárolt formáját hasznosítja. A működéshez szükséges hőt a környezetben tárolt energiából vonja el, ezért a hőszivattyúkat tekinthetjük a napenergia-hasznosítás egyik lehetséges eszközének. (Komlós et al. 2009)

Levegő

A környezeti levegő az egyik legelterjedtebb hőforrás a hőszivattyúknál. Ennek oka, hogy a levegő mindenütt jelen van és alacsony hőmérsékleten is tartalmaz hasznosítható hőt. A fűtéshez szükséges elvont hő az épület hőveszteségeként visszakerül a környezetbe. A hatékonysága valamivel kisebb, mint a többi hőforrást alkalmazó hőszivattyúnak, mivel a környezeti hőmérséklet akkor a legalacsonyabb amikor a legnagyobb fűtési teljesítményre van szükség. Azonban ezt ellensúlyozza az olcsóbb bekerülési költség, és a könnyű rendszerhez illeszthetőség. (Pavković, 2012)

Talaj

A földkéreg mindenhol tartalmaz valamilyen formában hőt. Ezt a hőt a Föld két forrásból nyeri. A Napból a Földre érkező energia egy jelentős részét a talaj elnyeli, majd ennek egy részét sugárzással, és a nedvesség elpárologtatásával átadja a környezetének. A talaj belső rétegei felé hőáramlás indul meg a felszínen elnyelt sugárzás hatására, így a talaj melegszik.

A talaj ilyen formában tárolja a Nap energiájának egy jelentős hányadát. A geotermikus energia a Föld belső hőjéből származó energia. Ez az energia a Föld mélyebb rétegeiben lejátszódó radioaktív bomlási folyamatokból ered. Ez a folyamat évmilliók óta tart, és még évmilliókig tartani fog. Az energiát a földkéreg, a köpeny és a mag tárolja. Mivel a Föld belső hőmérséklete jóval nagyobb, mint a felszín hőmérséklete, ezért a hőenergia folyamatosan áramlik a felszín felé. Ennek a hőáramnak az értékét jelentősen befolyásolja a litoszféra vastagsága. Minél vékonyabb a litoszféra, annál közelebb van a nagy hőmérsékletű asztenoszféra. (Komlós et al., 2009) A talajhő kinyeréséhez vagy talajkollektora van szükség, ami a felszínhez közel helyezkedik el és a nappal érkező energiát hasznosítja fűtési célra, vagy talajszondára van szükség, ami főleg a geotermikus energia hasznosítására alkalmas. Előnyük, hogy a külső hőmérséklet nem, vagy alig befolyásolja a teljesítményt.

Víz

Hőszivattyú segítségével alacsony hőmérsékletű, áramló közegekből tudunk hőenergiát kivonni, és azt fűtési célra alkalmazni. Alacsony hőmérsékletű forrás lehet talajvíz, folyó, de akár szennyvíz, vagy ipari folyamatok hűtővize is. (Siegenthaler, 2000) Előnyük, hogy egész évben közel állandó hőmérsékleten tudunk energiát kinyerni ezekből a rendszerekből.

2.6. Hőszivattyú üzemmódok

Monovalens üzemmód

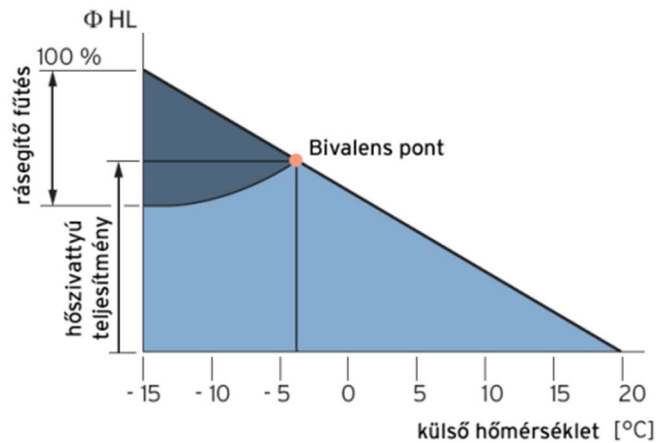
Monovalens üzemmódban kizárólag a hőszivattyú gondoskodik az épület fűtéséről. A hőleadó rendszer kiválasztásánál figyelni kell, hogy mekkora maximális előremenő hőmérsékletet tud biztosítani a hőszivattyú méretezési állapotban. Általában alacsony hőmérsékletű fűtési rendszerek esetén (fan-coil, felületfűtés) alkalmazható. (Pavković, 2012)

Monoenergikus üzemmód

Monoenergikus üzemmód esetén a hőszivattyú mellé szükség van kiegészítő fűtésre, azonban az csak elektromos fűtést segíti. A fűtési teljesítményt ugyanazzal az energiahordozóval üzemelő berendezések szolgáltatják. Jól méretezett berendezések esetén csak a csúcsterheléseknél van szükség a kiegészítő fűtésre. (Vaillant, 2020)

Bivalens, párhuzamos üzemmód

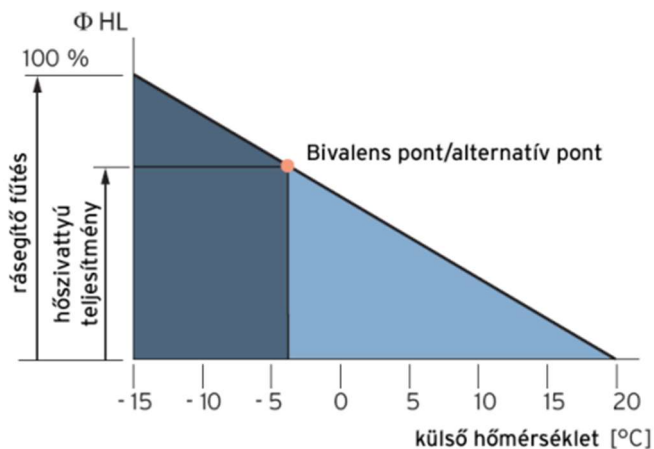
Párhuzamos, bivalens üzemmódban két különböző energiahordozóval működő hőtermelő berendezés működik a rendszerben. Az úgynevezett bivalens hőmérséklet elérésekor bekapcsol a kiegészítő fűtőberendezés, és a hőszivattyú is üzemben marad, a két hőtermelő párhuzamosan működik. A szükséges fűtési teljesítmény, a hőszivattyú és a kiegészítő hőtermelő berendezés teljesítményének összege. Fontos, hogy a hőszivattyú a legalacsonyabb külső hőmérsékleten is üzemben tudjon maradni. (Pavković, 2012)



17. ábra Bivalens, párhuzamos fűtési üzemmód (Vaillant, 2020)

Bivalens, alternatív üzemmód

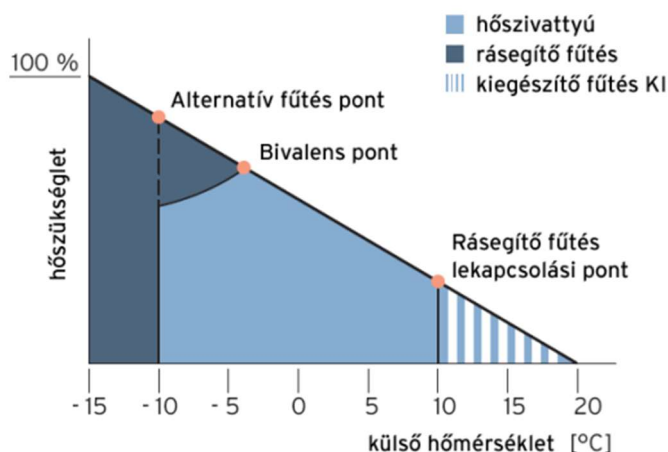
Bivalens, alternatív üzemmódban két eltérő energiahordozóval működő hőtermelőberendezést használunk az épület fűtésére. A hőszivattyú a bivalens pontig üzemel, a bivalens pont alatt a másik (jellemzően gázkazán) hőtermelő biztosítja az épület fűtéséhez szükséges fűtési teljesítményt. (Pavković, 2012)



18. ábra Bivalens, alternatív üzemmód (Vaillant, 2020)

Bivalens, részben párhuzamos üzem mód

Bivalens, részben párhuzamos üzem módban a rendszer hasonlóan működik, mint a fentebb említett bivalens alternatív üzem módban. Azonban ebben az esetben, amikor a külső hőmérséklet eléri a bivalens hőmérsékletet, a hőszivattyú és az másodlagos hőtermelő párhuzamosan működnek. Ha tovább csökken a külső hőmérséklet, akkor a hőszivattyú kikapcsol és csak a másodlagos hőtermelő üzemel. (Vaillant, 2020)



19. ábra Bivalens, részben párhuzamos üzem mód (Vaillant, 2020)

2.7. Hőszivattyú alkalmazása

A levegő-víz hőszivattyúk egyre népszerűbbek mind hazai, mind világviszonylatban. Ennek fő oka az, hogy a telepítése egyszerű, a hőenergiát közvetlenül a környezeti levegőből nyeri. A hőszivattyúk alapvetően akkor működnek a leggazdaságosabban, ha az előremenő víz hőmérséklet 35°C körül van. Ezért a felületfűtési rendszerek nagyon jól illeszthetők hőszivattyús hőtermeléshez. Ez meglévő rendszereknél, és rosszabb hőtechnikai tulajdonságokkal rendelkező épületek esetén gazdaságosan nem valósítható meg. Ezért jöttek létre a közepes- (55°C és 65°C rendszerhőmérséklet) és magashőmérsékletű (65°C és 75°C rendszerhőmérséklet) hőszivattyúk. (Erdősi, Magas hőmérsékletű hőszivattyúk, 2022)

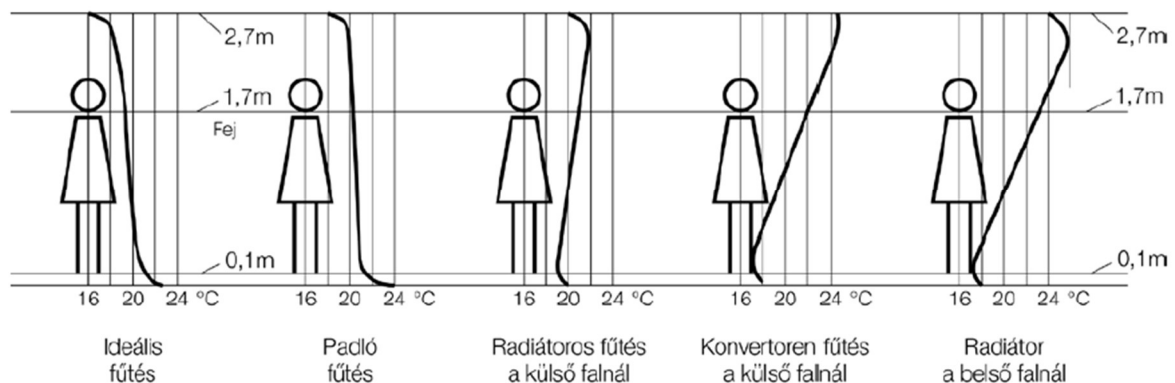
A régi, nagy vízterű, öntöttvas radiátorok nem alkalmasak hőszivattyús fűtési rendszerekben. Ezek a radiátorok gyakran 80°C-os előremenő víz hőmérsékletre lettek tervezve. Jól hőszigetelt épületekben modern acéllemez vagy alumínium radiátorok a magasabb hőleadás miatt jól tudnak működni hőszivattyús rendszerben. (Erdősi, Hőszivattyú és radiátor? Nem ördögtől való, de..., 2022).

2.7.1. Fűtési rendszerek

Döntően sugárzásos hőleadás

Döntően sugárzásos hőleadásról akkor beszélünk, ha a leadott hő jelentős részét a felület sugárzással adja le. Sugárzás során a felület elektromágneses sugárzással hőt bocsát ki. Hőátadás csak akkor jön létre, ha a melegebb test által kibocsátott elektromágneses sugárzást a hidegebb test elnyeli. Ezt használják ki a felületfűtési rendszerek, például padlófűtés, falfűtés vagy mennyezetfűtés. (Homonnay, és mtsai., 2001)

A sugárzó fűtési rendszerek sajátossága, hogy a felületek nagyrészt sugárzással leadott energiája miatt 1-2°C-kal alacsonyabb helyiség hőmérsékletet lehet tartani, mint egy konvekciós fűtéssel fűtött helyiségben. Ennek oka, hogy az emberi test összes hőleadásában legnagyobb arányban (körülbelül 42-44%) sugárzásos hőcsere valósul meg. (Bánhidi - Kajtár, 2017) Sugárzó fűtési rendszerekkel, alacsony hőmérsékletű fűtővízzel, a felület egyenletes hőmérséklet eloszlásának köszönhetően kellemes, komfortos belső tereket lehet kialakítani.



20. ábra Helyiség hőmérséklet eloszlás különböző fűtési rendszerek esetén (Csoknyai - Doholuczki, 2013)

Sugárzásos hőleadás előnyei:

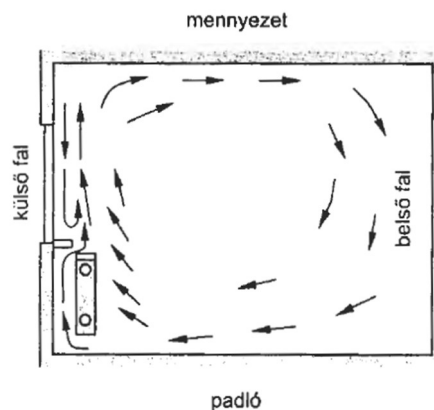
- egyenletes hőmérséklet eloszlás
- kisebb fűtővíz hőmérséklet
- használati térből nem foglal helyet

Sugárzásos hőleadás hátrányai:

- magasabb beruházási költség
- nagy a hőtehetetlensége
- dilatáció biztosítására oda kell figyelni
- nagy fajlagos hőveszteségű helyiségben szükséges kiegészítő fűtés

Döntően konvekciós hőleadás

A konvekciós hőleadók nem csak konvekció útján adnak le hőt, hanem kis mértékben sugárzással is. A hőleadás során a hőhordozó közeg felmelegíti a hőleadó felületét, ami a hőt átadja a környező levegőnek. A levegő felmelegedésével megváltozik a sűrűsége, és a sűrűségkülönbség hatására egy természetes légmozgás indul el a helyiségben. Az áramlás során hőjének egy részét leadja, majd a lehűlt levegő a helyiség alján a fűtőtest felé áramlik, így a helyiségben kialakul egy természetes áramlás, amit a levegő hőmérséklet- és sűrűségkülönbsége tart mozgásban. (Homonnay et al. 2001)



21. ábra A levegő áramlása konvekciós fűtés esetén (Homonnay et al. 2001)

Konvekciós hőleadók előnyei:

- gyors reagálás a szabályozásra
- dinamikusan képes a leadott hőteljesítményt változtatni.
- könnyen szerelhető
- kedvezőbb beruházási költség

Konvekciós hőleadók hátrányai:

- többnyire magas hőmérsékletű hőhordozó közeg szükséges
- fennáll a porkavarodás veszélye
- korlátozza a helyiség berendezésének lehetőségét

2.8. Az irodalomelemzés összegzése

Az Európai Parlament által kidolgozott cselekvési tervek és szabályozások egyértelműen a karbonsemlegesség felé mozdítják Európát. Ez egyrészt fontos az energiatartalom függetlenségének leküzdése, másrészt pedig a klímaváltozás megállítása miatt. Jelenleg a fűtési rendszerekben a hőszivattyú egy alkalmas alternatíva a probléma megoldására, és a szén-dioxid-kibocsátás csökkentésére. Az egységes Európai Unió irányelvek egyértelműen a hőszivattyú-alapú fűtési rendszerek mellett érvelnek, azonban a levegő-víz hőszivattyúk teljesítménye nagyban függ a külső hőmérséklettől. Minél alacsonyabb a hőmérséklet, annál kevesebb fűtési teljesítményt biztosítanak, és romlik a hatásfokuk, az épületeknek pedig egyre nagyobb lesz a hőigénye.

Erre a problémára két megoldás létezik:

Az első az, hogy olyan hőszivattyút választunk, ami a tervezési állapotban is tudja biztosítani a szükséges teljesítményt. Ez a hőszivattyú viszont erősen túlméretezett lesz, és az esetek 70-80%-ában ki-be fog kapcsolni, ami a berendezés korai tönkremeneteléhez vezethet.

A másik megoldás, hogy valamilyen bivalens üzemben üzemeltetjük a berendezést, így egy jóval kisebb hőszivattyúval üzemel a rendszer a fűtési szezon 70-80%-ában. A fennmaradó időben gondoskodni kell egy másik hőforrásról, ami lehet elektromos fűtőpatron, gázkazán, de akár egy kandalló is. Így a hőszivattyú bekerülési költsége alacsonyabb lesz, és a fűtési szezon nagy részében optimális üzemállapotban tud dolgozni.

Mindent egybevetve a hőszivattyú remek megoldása az épületek fűtésére, hűtésére és a megújulóenergiák hordozta lehetőségek kiaknázására. Energiatakarékos modern épületeknél alkalmazható sugárzásos- és konvekciós fűtésnél is. Fontos azonban, hogy az épületnek jó hőtechnikai tulajdonságai legyenek, hogy a hőszivattyú jó hatásfokkal tudjon működni.

3. Kidolgozás

A diplomadolgozatomban a bevezetésben említett hotelépület épületgépészeti tervezését fogom részletesen bemutatni. A tervezési határ az épület külső határvonaláig tart, és a következő épületgépészeti szakágak tartoznak bele:

- fűtéstechnika
- hűtéstechnika
- vízellátás- és csatornázás

Bemutatásra kerülnek az épületgépészeti rendszerek tervezésének alapelvei, az épületgépészeti rendszerek típusai, valamint az épületgépészeti tervezés során alkalmazott szoftverek, eszközök és szabványok.

Ismertetem az épületgépészeti tervezés fontosságát, a tervezési folyamatot és azokat a tényezőket, amelyek befolyásolják a tervezést. Az épületgépészeti rendszer tervezése során figyelembe vettem a megrendelő igényeit, az épület adottságait, a környezeti feltételeket, valamint az energiatakarékosságot és a fenntarthatóságot.

Napjainkban az épületgépész szakmát jelentős kihívások elé állítja az energiaválság, a globális klímaváltozás és az egyre szigorodó környezetvédelmi előírások. A tervezési feladatot ennek tudatában úgy készítettem, hogy a tervezett rendszer kiaknázza a megújuló energiaforrások adta lehetőségeket.

A tervezés során számos méretező szoftvert használtam, amik segítségével a számításokat gyorsabban és pontosabban tudtam elvégezni. Ezek a szoftverek a különböző méretezési- és számítási eljárások alapján működnek, melyeket a diploma dolgozatomban ismertetek.

A tervezési feladathoz a következő szoftvereket használtam:

- Bausoft WinWatt gólya (verzió 8.63)
- HySelect - Central Eastern Europe verzió 4.5.1.6
- Purmo Clever-Calculator radiátor méretező
- Microsoft Excel
- Autodesk REVIT 2023
- Autodesk AutoCAD 2021

3.1. Az épület hőszükséglete

Az épület hőszükséglet számítását az MSZ 04-140/3 szabvány alapján készítettem, Bausoft WinWatt program segítségével. A hőszükséglet számítás célja annak az energiaáramnak a meghatározása, amellyel az adott éghajlati viszonyok mellett biztonsággal fenttartható az épületben a tervezett belső hőmérséklet. A következőkben részletesen ismertetem a számítási eljárást.

A kalkuláció során figyelembe vett külső méretezési adatok a következők:

- Külső méretezési hőmérséklet télen: $-13\text{ }^{\circ}\text{C}$ és $\varphi = 95\%$

Az épület hőszükséglete a külső transzmissziós energiaáramok, a belső transzmissziós energiaáramok, a filtrációs hőszükséglet, a belső hőnyereségek és a napsugárzásból származó energiaáramok előjeles összege.

$$Q_f = Q_{tr,e} + Q_{tr,i} + Q_{inf} - Q_s - Q_b$$

ahol:

- Q_f fűtési hőszükséglet [W]
- $Q_{tr,e}$ külső transzmissziós energiaáram [W]
- $Q_{tr,i}$ belső transzmissziós energiaáram [W]
- Q_{inf} filtrációs hőszükséglet [W]
- Q_s napsugárzásból származó energianyereség [W]
- Q_b hőnyereség [W]

Külső transzmissziós energiaáramok

A külső teret a belső tértől elhatároló, határoló- és nyílászáró szerkezeteken transzmissziós energiaáramok alakulnak ki. Ezeknek az energiaáramoknak a meghatározása a következő képlettel történt:

$$Q_{tr} = \sum_{j=1}^n U_j \cdot A_j \cdot (t_i - t_e)$$

ahol:

- Q_{tr} transzmissziós energiaáram [W]
- U_j szerkezet hőátbocsátási tényezője [W/m²K]
- A_j szerkezet felülete [m²]
- t_i helyiség belső hőmérséklete [°C]
- t_e a külső hőmérséklet méretezési értéke [°C]
- n szerkezetek száma

Amennyiben a szerkezet két oldalán hőmérséklet-különbség van, hőáram indul meg a szerkezeten keresztül, aminek a nagysága a szerkezet eredő hővezetési ellenállásától és a szerkezet két oldalán fellépő úgynevezett konvekciós ellenállástól függ. A szerkezetek hőtechnikai jellemzésére a hőtárbocsátási tényezőt alkalmazzuk, ami a szerkezet hővezetési ellenállásának a reciprok értéke.

A kiszámítása a következő képlettel történt:

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_e} + \sum_{j=1}^n \frac{d_j}{\lambda_{j,be}} + \frac{1}{\alpha_i}}$$

ahol:

- U szerkezet hőátbocsátási tényezője [W/m²K]
- R szerkezet eredő hővezetési ellenállása [m²K/W]
- α_e külső oldali hőátadási tényező [m²K/W]
- α_i belső oldali hőátadási tényező [m²K/W]
- d_j réteg vastagsága [m]
- $\lambda_{j,be}$ réteg beépítési hővezetési tényezője [W/mK]

Az építőanyagok hővezetési ellenállása függ a hőmérséklettől, és az anyag nedvességtartalmától. A nedvességtartalmat az építési technológia és az időjárás nagymértékben képes befolyásolni.

Az alábbi képlettel határoztam meg a korrigált hővezetési tényezőt:

$$\lambda_{be} = \lambda \cdot (1 + \kappa)$$

ahol:

- λ_{be} réteg beépítési hővezetési tényezője [W/mK]
- λ gyártó által meghatározott hővezetési tényező [W/mK]
- κ korrekciós tényező

A szerkezet hőátbocsátási tényezőjének meghatározásakor figyelembe kellett venni a szerkezeten belüli, valamint a geometriai hőhidak hatását, és módosító tényezővel felvett értékkel kalkuláltam. A 7/2006 TNM rendelet lehetőséget biztosít egyszerűsített számítás alkalmazására, amivel a hőhidak hatását figyelembe lehet venni. A korrigált érték meghatározáshoz az alábbi összefüggést használtam:

$$U_R = U \cdot (1 + \kappa)$$

ahol:

- U_R eredő hőátbocsátási tényező [W/m²K]
- κ korrekciós tényező

A talajjal érintkező szerkezetek esetén az energiaáramok meghatározása meglehetősen bonyolult folyamat, és sok olyan tényező függvénye, melyek ritkán állnak rendelkezésre. A szabvány egyszerűsítés céljából vonalmenti hőátbocsátási tényezőt alkalmaz (Ψ). Ennek értéke a szerkezet hőátbocsátási tényezőjétől és a padlósínt talajhoz viszonyított magasságától függ.

A talajjal érintkező szerkezeten áthaladó energiaáram meghatározása a következő képlettel történik:

$$Q_{tr} = \sum_{j=1}^m \Psi_j * l_j * (t_i - t_e)$$

ahol:

- Ψ_j a talajjal érintkező szerkezet vonalmenti hőátbocsátási tényezője [W/mK]
- l_j a szerkezethez tartozó külső élhossz [m]
- t_i a helyiség belső hőmérséklete [°C]
- t_e a külső hőmérséklet méretezési értéke [°C]
- m a helyiség talajjal érintkező szerkezeteinek száma

Belső transzmissziós energiaáramok

Amennyiben szomszédos helyiségek között a belső hőmérséklet-különbség tartósan és üzemszerűen nagyobb, mint 4K, akkor számolni kell a belső transzmissziós energiaáramokkal, az alábbiak alapján:

$$Q_{be} = \sum_{j=1}^n U_j \cdot A_j \cdot (t_i - t_{sz})$$

ahol:

- Q_{tr} belső transzmissziós energiaáram [W]
- U_j szerkezet hőátbocsátási tényezője [W/m²K]
- A_j szerkezet felülete [m²]
- t_{sz} szomszédos tér hőmérséklete [°C]
- t_i helyiség belső hőmérséklete [°C]
- n helyiséget a szomszédos terektől elválasztó szerkezetek száma

3. táblázat Szerkezetek hőátbocsátási tényezői

Megnevezés	Típus	U[W/m ² K]	U _r [W/m ² K]
R.01_kfal	külső fal	0,24	0,291
R.04_födém	belső födém (felfelé hűlő)	3,24	3,244
R.08_ablak	ablak (külső, fa vagy PVC)	-	0,78
R.09_kajtó	üvegezett ajtó (külső, fa vagy PVC)	-	0,78
R.05_tpadló	padló (talajra fektetett)	0,36	0,85
R.06_tpadló	padló (talajra fektetett)	0,35	0,85
R.07_tető	tető	0,23	0,273

Filtráció

Az épület hőszükségletének egy jelentős részét a filtrációs hőveszteség okozza, amit a helyiségbe beáramló alacsonyabb hőmérsékletű levegő okoz. Ez a levegő érkezik a külső térből, vagy a szomszédos helyiségekből. A filtráció hajtóereje lehet a szellőztetés, a szél okozta nyomáskülönbség, és a sűrűségkülönbség miatti felhajtóerő. A filtrációs hőszükségletet légcsereszám segítségével a következő képlettel határoztam meg:

$$Q_{nf} = n \cdot V \cdot \rho_{be} \cdot c \cdot (t_i - t_e)$$

ahol:

- Q_{nf} filtrációs hőszükséglet [W]
- n helyiség légcserezése [1/h]
- V helyiség térfogata [m^3]
- ρ_{be} belépő levegő sűrűsége [kg/m^3]
- c belépő levegő fajhője [J/kgK]
- t_i helyiség belső hőmérséklete [$^{\circ}C$]
- t_e levegő belépési hőmérséklete [$^{\circ}C$]

Sugárzásból származó energianyereség

Abban az esetben van jelentősége a sugárzásból származó hőnyereségeknek, ha az épület tájolása miatt a napsugárzás jelentősen képes befolyásolni az épület hőszükségletét. A szabvány szerint ez a számítás elhagyható, ha van lehetőség zóna szabályozásra vagy helyiségenkénti hőmérséklet-szabályozásra. Mivel a tervezett épületben a helyiségenkénti hőmérsékletszabályozás biztosítva van, ezért sugárzásból származó energianyereség nem lett figyelembe véve a kalkulációs során.

Belső hőnyereség

Belső hőnyereség származhat több forrásból is például: világítás, emberek- vagy gépek hőleadásából. Mivel a fűtési rendszert a legszélsőségesebb esetre méreteztem, ezért ezeket a hőnyereségeket a biztonságra törekvés miatt nem vettem figyelembe.

Ezek alapján, minden helyiségnek kiszámítottam a hőszükségletét, majd összegezve megkaptam a teljes épületre vonatkozó hőszükségletet, melynek értéke 54,4 [kW]. Az 1. számú mellékletben megtalálható a helyiségek hőszükségletét összesítő táblázat.

3.2. Az épület hőterhelése

A nyári hőterhelés az MSZ 04-140/4-78 szabvány alapján került meghatározásra Bausoft WinWatt program segítségével. Nyári hőterhelés alatt azt a hőtéljesítményt értjük, amit az adott helyiségből a legmelegebb nyári időszakban el kell vonni, az előírt belső légállapot fenntartása érdekében. Tehát az a hűtési hőtéljesítmény, ami ellensúlyozza a kívülről beható, illetve a bent keletkező hőmennyiséget.

A kalkuláció során használt külső méretezési adatok a következők:

- Külső méretezési hőmérséklet nyáron: 35 C° és $\varphi = 45\%$

$$Q_i = Q_E + Q_V + Q_M + Q_A + Q_B$$

ahol:

- Q_i belső hőterhelés [W]
- Q_E emberi hőleadás [W]
- Q_V világítás hőleadás [W]
- Q_M gépek, berendezések hőleadása [W]
- Q_A anyag ki- és betárolásából származó hőleadás [W]
- Q_B egyéb hőforrások [W]

Az emberi hőleadás

Az ember a testfelületén keresztül konvekcióval, sugárzással és párologtatással hőt ad le a környezetének. A leadott hőmennyiség függ a környezeti hőmérséklettől, valamint a tevékenységtől is. Ülő foglalkozás és 22°C-os belső hőmérséklet mellett egy ember átlagos hőleadása 120 [W]. A számítás során ezzel az adattal számoltam, lakószobákban 2 fővel, az étterem részben a lehetséges maximum befogadó képességgel 44 fővel.

Világítás hőleadása

A világítás hőleadását a következőképpen számoltam ki:

$$Q_V = W_V \cdot V_1 \cdot V_2 \cdot V_3$$

ahol:

- W_V a világítás névleges teljesítménye [W]
- V_1 világítás egyidejűségi tényezője
- V_2 lámpatest esetleges szellőztetés tényezője
- V_3 a világítás hőtároló tényezője

Gépek és berendezések, valamint, anyag ki- és betárolásából származó hőleadás:

Abban az esetben, ha a méretezendő helyiségben gépek, berendezések üzemelnek, és az általuk végzett munka hőteljesítményként jelentkezik, akkor ezt az értéket hőterhelésként figyelembe kell venni.

$$Q_V = M_1 \cdot \sum \frac{N}{\eta} \cdot M_2$$

ahol:

- N a hajtómotor névleges teljesítménye [W]
- η közepes hatásfok
- M_1 egyidejűségi tényező
- M_2 a motor terhelési foka

Egyéb hőforrások:

Egyéb hőforrás lehet például: kemence vagy szárítógép. A számítás során ezeket az üzemeltetői adatok alapján lehet figyelembe venni. Továbbá még ide tartoznak a belső falakon- és födémeken átáramló energiaáramok is, melyek értékét a következő képlettel tudjuk meghatározni:

$$Q_B = A_B \cdot U \cdot \Delta t$$

ahol

- A_B a belső határoló szerkezet felülete [m²]
- U határoló szerkezet hőátbocsátási tényezője [W/m²K]
- Δt hőmérséklet-különbség [K]

Az épületben működő konyharész hőterhelését a megrendelő által közölt adatok alapján vettem figyelembe, melynek értéke 5000 [W].

Amennyiben a szomszédos helyiségben nincs mesterséges hűtés, és a pontos belső hőmérsékletek nem állnak rendelkezésre, a következő adatokkal lehet számolni:

- padlástér 40-50 °C
- szomszédos szoba 30 °C
- talaj 20 °C
- kirakati tér 35-45 °C

Külső hőterhelés

A külső hőterhelés a határoló szerkezeteken keresztül a napsugárzás, és a külső léghőmérséklet hatására kívülről beáramló energiaáramok előjeles összege. Két összetevőre lehet bontani:

- külső, tömör határoló szerkezeteken keresztülhaladó energiaáramok (Q_F)
- az üvegezett felületeken keresztülhaladó energiaáramok ($Q_{\ddot{U}}$)

$$Q_e = Q_F + Q_{\ddot{U}}$$

Tömör határoló felületek

A földemeken, valamint a határoló falakon keresztül beérkező hőmennyiséget az egyenértékű hőmérséklet-különbség módszerével számoltam ki a következőképpen:

$$Q_F = A_F \cdot U \cdot \Delta t_{ekv}$$

ahol

- A_F szerkezet felülete [m²]
- U szerkezet hőátbocsátási tényezője [W/m²K]
- Δt_{ekv} egyenértékű hőfokkülönbség [K]

A hőátbocsátási tényező, és a felületek számolása ugyanazzal a módszerrel történt, mint a fűtési hőszükséglet számítása.

Az egyenértékű hőmérséklet-különbség függvénye a:

- külső felület tájolása
- külső felület minősége
- szerkezet hőtechnikai tulajdonsága
- belső levegő hőmérséklete

Értéke a következő összefüggéssel határozható meg:

$$\Delta t_{ekv} = t_0 + C_t \cdot A_t + C_I \cdot A_I - t_i$$

ahol:

- t_0 , C_t és C_I értéke táblázatból
- A_t és A_I értékét görbék alapján kell felvenni
- t_i tartani kívánt belső léghőmérséklet

Üvegezett határoló felületek

Az üvegezett felületen beáramló energiaáramot a következő összefüggéssel számoltam ki:

$$Q_{\ddot{U}} = A_{\ddot{U}} \cdot [N_{\ddot{U}} \cdot N_{\ddot{A}} \cdot I_{SRG} \cdot z + k_{\ddot{U}}(t_e - t_i)]$$

ahol:

- $A_{\ddot{U}}$ üvegezett felület [m²]
- $N_{\ddot{U}}$ üvegezés nap tényezője
- $N_{\ddot{A}}$ árnyékolás naptényezője
- I_{SRG} üvegen keresztül behatoló nap sugárzás intenzitása [W/m²K]
- z redukációs tényező
- $k_{\ddot{U}}$ üvegezés hőátbocsátási tényezője [W/m²K]
- t_e külső hőmérséklet [° C]
- t_i belső hőmérséklet. [° C]

A hőterhelés maximuma 15 órákor jelentkezik, melynek értéke 64 [kW]. Az 1. számú mellékletben megtalálható a helyiségek hőterhelésének összesítő táblázata.

3.3. Fűtéstechnika

A fűtéstechnika feladata a megfelelő belső hőmérséklet biztosítása téli állapotban. Az épületgépészetnek ezen szakága a fűtési rendszer tervezésével, kivitelezésével és üzemeltetésével foglalkozik. A fűtéstechnika a tervezés során a hőleadók, a hőtermelők, és egyéb részegységek méretezésével és kiválasztásával, valamint a hidraulikai rendszer tervezésével és méretezésével foglalkozik. A rendszer tervezésekor a fő cél a megfelelő belső hőmérséklet és komfort biztosítása, úgy, hogy az üzemeltetési költségek és a beruházási költségek aránya optimális legyen.

Az előző fejezetben ismertettet módon meghatároztam az épület hőszükségletét, ami alapján képet kaptam az egyes helyiségek fűtéséhez szükséges hőteljesítményről.

A szükséges hőteljesítményt hőleadókkal biztosítjuk. Ezek a fűtési rendszer elengedhetetlen elemei, mivel az általuk leadott hő biztosítja a helyiségek megfelelő hőmérsékletét. A hőteljesítményt hőtermelőkkel állítjuk elő, amiket több szempont szerint lehet csoportosítani, például: felhasznált energiahordozó szerint, termelt energia szerint. stb.

A fűtési rendszer tervezésekor fontos szempontnak tartottam, hogy a rendszer kiaknázza a megújuló energiaforrások adta lehetőségeket, úgy, hogy minden körülmény között biztonságosan ellássa a feladatát. További fontos szempont volt, hogy a vendégek komfort érzete a lehető legjobb legyen. Ehhez a rendszernek beszabályozottnak kell lennie, valamint a szabályozhatóság is fontos szempont.

3.3.1. Radiátoros rendszer

Ebben a fejezetben ismertetem a radiátoros fűtési rendszer méretezésének lépéseit, kialakítását és felépítését. Szemléltetem a radiátorok kiválasztásának lépéseit, valamint részletesen bemutatom a rendszer hidraulikai méretezését, felépítését.

Az épület egyes helyiségeiben a fűtés hőteljesítmény leadását radiátorokkal terveztem. Azokba a helyiségekbe helyeztem el radiátorokat, melyekben nem okozott gondot a radiátor fizikai elhelyezése, illetve az esztétikai megjelenés nem volt prioritás.



22. ábra PURMO Compact lapradiátor (PURMO, 2023)

A radiátorgyártók a radiátorok hőteljesítményét az EN 442 szabvány alapján határozzák meg, laboratóriumban 75/65°C hőfoklépcső és 20°C helyiséghőmérséklet mellett. A radiátorok méretezése során a gyártó által megadott adatok alapján meghatároztam a leadott hőteljesítményt, a rendszer hőfoklépcsőjének és belső hőmérsékletének ismeretében.

A radiátorokat a PURMO gyártó katalógusa alapján választottam ki. A laboratóriumban meghatározott hőteljesítmény ismeretében, valamint a logaritmikus hőmérséklet-különbség kiszámítása után meghatároztam, hogy a tervezett körülmények között mekkora a ténylegesen leadott hőteljesítmény. A logaritmikus hőmérséklet-különbség meghatározása a következő képlettel történt:

$$\Delta t = \frac{t_z - t_p}{\ln \frac{t_z - t_i}{t_p - t_i}}$$

ahol:

- Δt logaritmusos hőmérséklet-különbség [K]
- t_z előremenő víz hőmérséklet [°C]
- t_p visszatérő víz hőmérséklet [°C]
- t_i helyiség léghőmérséklet [°C]

Az egyes helyiségekben leadott tényleges hőteljesítményt a következő összefüggés alapján határoztam meg:

$$Q = Q_n \cdot \left[\frac{\Delta t}{\Delta t_n} \right]^n$$

ahol:

- Q a radiátor hőteljesítménye [W]
- Q_n a radiátor hőteljesítménye az EN 442 szabvány szerint végzett laboratóriumi mérések alapján [W]
- n radiátorra jellemző hőmérséklet kitevő
- Δt logaritmusos hőmérséklet-különbség [K]
- Δt_n logaritmusos hőmérséklet-különbség a 75/65/20°C viszonyítási hőmérsékletekre számítva [K]

4. táblázat Radiátorok listája

Megnevezés	Helyiség	db	Típus	$Q_{rüt}$ [W]	Magasság [mm]	Hosszúság [mm]
RAD.00.01	008	1	Purmo Compact 21s	395	600	500
RAD.00.02	009	1	Purmo Compact 11	226	600	400
RAD.00.03	010	1	Purmo Compact 21s	339	600	500
RAD.00.04	011	1	Purmo Compact 21s	339	600	500
RAD.00.05	012	1	Purmo Compact 11	226	600	400
RAD.00.06	013	1	Purmo Compact 11	226	600	400
RAD.00.07	015	1	Purmo Compact 22	489	300	1000
RAD.00.08	018	1	Purmo Compact 22	624	600	800
RAD.00.09	018	1	Purmo Compact 22	312	300	800
RAD.00.10	019	1	Purmo Compact 22	624	600	800
RAD.00.11	019	1	Purmo Compact 22	312	300	800
RAD.00.12	020	1	Purmo Compact 11	259	600	500
RAD.00.13	021	1	Purmo Compact 11	282	600	500

A meghatározott hőteljesítmény, valamint a rendszernél használt hőfoklépcső alapján kiszámoltam az egyes radiátorokon átfolyó víz tömegáramát. Ennek kiszámításához a következő képletet alkalmaztam:

$$\dot{m} = \frac{Q}{c \cdot \Delta t}$$

ahol:

- $\dot{m}$ tömegáram [kg/s]
- Q a radiátor hőteljesítménye [W]
- c fűtővíz fajhője [J/kg·s]
- Δt a rendszer hőfoklépcsője [K]

A tervezés következő lépése a rendszer hidraulikai méretezése volt, mely során megállapítottam a szükséges szivattyú emelőmagasságot, és a keringetett térfogatáramot. Ennek meghatározásához a mértékadó hidraulikai áramkör teljes nyomásesését számoltam ki. A hidraulikai méretezés során a rendszerelemeket úgy méreteztem, hogy az a gazdaságos körülmények között működhessen, ésszerű beruházási költségek mellett. Több hidraulikai méretező szoftver létezik, amikkel a hidraulikai számítások könnyen elvégezhetőek. A hidraulikai kalkulációhoz a HySelect szoftvert alkalmaztam, ami az IMI Hydronic Engineering cég hidraulikai méretező szoftvere.

A következőkben ismertetem a szoftver működését:

A hidraulikai méretezés első lépéseként a rendszert szakaszokra bontottam úgy, hogy egy szakaszon belül sem a szállított térfogatáram, sem a csőméret nem változott. Majd ezt követően meghatároztam az előzetes csőátmérőket az átfolyó térfogatáram, és a fajlagos nyomásesés alapján ($S' \sim 100-150 \text{ Pa/m}$). A meghatározott csőátmérők és a szállított térfogatáram ismeretében meghatároztam az áramlási sebességet:

$$v = \frac{q}{A}$$

ahol:

- v áramlási sebesség [m/s]
- q térfogatáram [m^3/s]
- A áramlási keresztmetszet [m^2]

A hidraulikai méretezéshez meg kellett határoznom a csőszúrlódási tényezőt, amihez első lépésként a Reynold számra volt szükségem. Ennek a meghatározása a következő képletekkel történt:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{v \cdot d \cdot \rho}{\mu}$$

ahol:

- Re Reynolds-szám [-]
- v folyadék sebessége [m/s]
- d csővezeték a egyenértékű átmérője [m]
- ν folyadék kinematikai viszkozitása [m²/s]
- μ folyadék dinamikai viszkozitása [kg/ms]
- ρ folyadék sűrűsége [kg/m³]

A Reynold számból meghatároztam, hogy az áramlás lamináris (Re<2320) vagy turbulens (Re>10⁵). A csőszúrlódási tényező a Reynold számtól függ, lamináris áramlás esetén a következőképpen alakul:

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

Turbulens áramlás hidraulikailag sima cső esetén pedig az alábbiak szerint alakul:

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}$$

ahol:

- Re Reynolds-szám [-]
- λ folyadék sebessége [m/s]

Ezt követően minden adat rendelkezésemre állt a szakaszok nyomásesésének meghatározásához. A tervezés ezen fázisában az összes beszabályozó szerelvénynek a teljesen nyitott állapotban lévő nyomásesését vettem figyelembe. Ez azért fontos, hogy a mértékadó körben ne legyen plusz hidraulikai ellenállás, ami növelné a szivattyúzási költségeket. Ehhez a gyártó által megadott Kvs-értékkel vettem figyelembe a szerelvények nyomásesését.

A szakaszok nyomásesését a következő képlettel határoztam meg:

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \cdot \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \zeta \right)$$

ahol:

- Δp a szakasz nyomásesése [Pa]
- ρ a folyadék sűrűsége [kg/m³]
- v a folyadék sebessége [m/s]
- λ csőszűrlődési tényező [-]
- l a csővezeték hossza [m]
- d a csővezeték átmérője [m]
- ζ alak ellenállási tényező [-]

5. táblázat Radiátoros rendszer hidraulikai ellenállása

Szakasz szám	d [mm]	L [m]	q [l/h]	dP [kPa]	Lineáris dP [Pa/m]	v [m/s]	Alaki ellenállások [kPa]
1. szakasz	20	14	504	1,82	135	0,45	2,74
2. szakasz	20	2	315	0,12	59,5	0,28	0,094
3. szakasz	20	3	266	0,13	44,3	0,24	0,1
4. szakasz	15	9	165	0,85	94,8	0,29	0,125
5. szakasz	15	5	81,8	0,13	26,6	0,14	0,027
6. szakasz	15	12	58,6	0,14	12	0,1	0,19

Az 5. táblázatban látható a radiátoros rendszer mértékadó áramkörének hidraulikai ellenállás összefoglalója. A dP oszlopban látható az adott szakaszhoz tartozó csővezeték szűrlődési nyomásesése. Az alak ellenállás oszlopban pedig a kiegészítő szerelvények és az alak ellenállások (könyök, elzáró, szűrő, stb.) okozta nyomásveszteségek összege található. A szerelvények nyomásesését a gyártó által megadott Kvs-értékkel vettem figyelembe, az alak ellenállásokat pedig ζ értékkel.

A szabályozó szelepek, szabályozó szelepek és radiátorszelepek nyomásesését a szelephez tartozó Kvs-érték alapján vettem figyelembe. A nyomásesést a következő képlettel határoztam meg:

$$\Delta p = \left(0,01 \cdot \frac{q}{Kvs} \right)^2$$

ahol:

- Δp nyomásesés a szerelvényen [kPa]
- q térfogatáram [l/h]
- K_{vs} a szelep K_{vs} -értéke [m³/h]

A mértékadó áramkör ellenállása az összes szerelvényt figyelembe véve a következőképpen alakul:

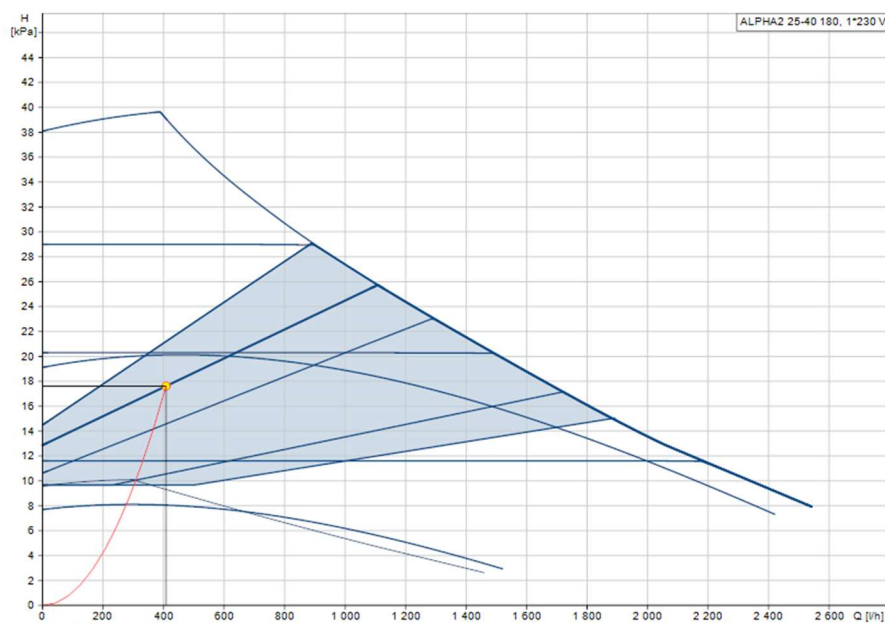
$$\Delta p_{\text{össz}} = \Delta p_{\text{cső}} + \Delta p_{\text{fogy}} + \Delta p_{\text{b,sz}} + \Delta p_{\text{sz,sz}}$$

ahol:

- $\Delta p_{\text{össz}}$ a rendszer összes nyomásesése [kPa]
- $\Delta p_{\text{cső}}$ cső nyomásesése [kPa]
- Δp_{fogy} fogyasztó nyomásesése [kPa]
- $\Delta p_{\text{b,sz}}$ beszabályozó szelep nyomásesése [kPa]
- $\Delta p_{\text{sz,sz}}$ szabályozó szelep nyomásesése [kPa]

A szivattyú emelőmagassága és szállított térfogatárama a fent leírtak alapján a következőképpen alakult:

- Szivattyú emelőmagasság: **16,7kPa**
- Szállított térfogatáram: **504 l/h**
- A választott szivattyú: **GRUNDFOS ALPHA2 25-40 180**

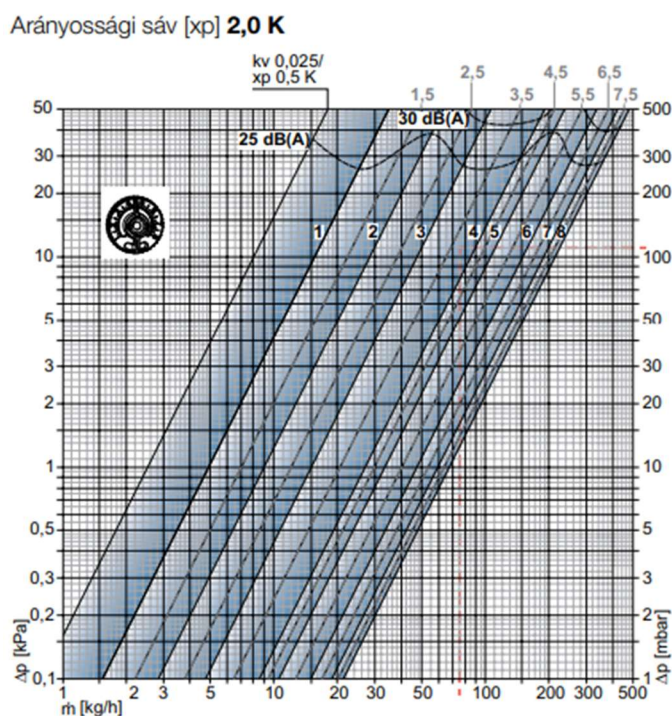


23. ábra Radiátoros rendszer szivattyú jelleggörbe (GRUNDFOS)

A radiátorok teljesítményszabályozását termosztatikus radiátor szelepekkel terveztem, amik segédenergia nélkül működő arányos szabályozó szelepek. Ezek a radiátorokba áramló fűtővíz mennyiségi szabályozását teszik lehetővé. Használatukkal megelőzhető a helyiségek túlfűtése, mivel a termosztatikus szelepfő a helyiség hőmérsékletének hatására képes nyitni, vagy zárni a termosztatikus radiátor szelepet. Ezzel jelentős mennyiségű energiát takaríthatunk meg.

Az arányos szabályozókat úgy kell méretezni, kiválasztani, hogy figyelembe vesszük a szabályozott szakasz tulajdonságait. Ezek jelen esetben a helyiségekben például: a holtidő vagy az időállandó. Ezek az értékek függenek a helyiségek határoló- és nyílászáró szerkezeteik méreteitől és típusaitól. Éppen ezért az arányossági sáv értéke helyiségenként eltérő lehet, azonban az általánosan elfogadott érték a 2K-es arányossági sáv.

A termosztatikus radiátor szelepek méretezésekor 2K arányossági sávot vettem figyelembe. Ez az arányossági sáv azt jelenti, hogyha a kiindulási állapotban a szelep teljesen el van zárva, akkor 2°C helyiség hőmérséklet-csökkenéshez tartozó szelepnitítás mellett a radiátorba a méretezési tömegáram áramlik. Annak érdekében, hogy a rendszer a tervezett arányossági sávval optimális állapotban működjön, meghatároztam a szelepekhez tartozó előbeállítást, ezzel a rendszer beszabályozottá vált.



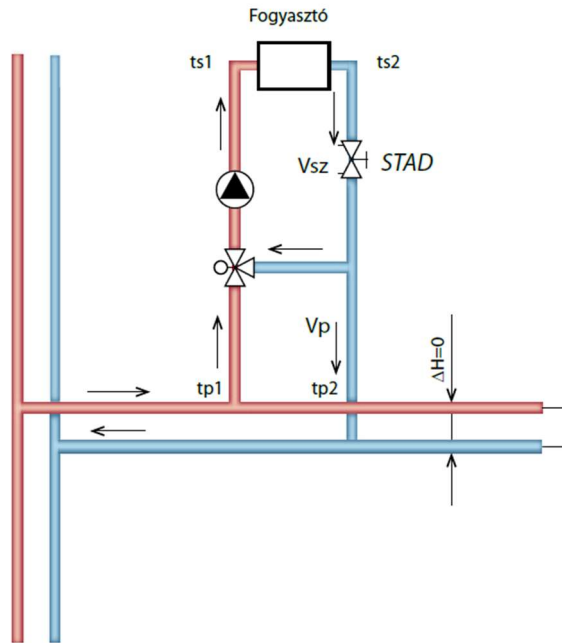
24. ábra Calypso exact termosztatikus radiátorszelep méretezési diagram (IMI Hydronic Engineering, Calypso exact)

A radiátoros rendszerben a helyiségenkénti hőmérséklet-szabályozást, és a beszabályozást Calypso exact termosztatikus radiátorszelepekkel, terveztem. A radiátorok hidraulikus beszabályozása során termosztatikus radiátorszelepekkel fix fojtást adunk hozzá a rendszerhez, ezzel hidraulikailag kiegyensúlyozzuk azt. Az egyes szelepállásokhoz tartozó Kv-értékek a 24. ábrán láthatóak.

6. táblázat Radiátorszelep lista

Radiátor típus	Szelep típus	q [l/h]	dP [kPa]	Beállítás
RAD06	Calypso exact 15(1/2")	14,5	4,66	1,5
RAD06	Calypso exact 15(1/2")	14,5	4,56	1,5
RAD01	Calypso exact 15(1/2")	39,9	4,07	3
RAD01	Calypso exact 15(1/2")	39,9	4,05	3
RAD01	Calypso exact 15(1/2")	39,9	3,6	3
RAD01	Calypso exact 15(1/2")	39,9	3,62	3
RAD05	Calypso exact 15(1/2")	9,69	4,75	1
RAD05	Calypso exact 15(1/2")	9,69	4,73	1
RAD05	Calypso exact 15(1/2")	9,69	4,71	1
RAD06	Calypso exact 15(1/2")	20,1	4,69	2
RAD07	Calypso exact 15(1/2")	13,9	4,39	1,5
RAD09	Calypso exact 15(1/2")	23,8	4,25	2
RAD08	Calypso exact 15(1/2")	63,4	4,06	4
RAD03	Calypso exact 15(1/2")	27,7	3,36	2,5
RAD07	Calypso exact 15(1/2")	13,9	3,39	1,5
RAD03	Calypso exact 15(1/2")	27,7	3,36	2,5
RAD07	Calypso exact 15(1/2")	13,9	3,38	1,5
RAD02	Calypso exact 15(1/2")	58,6	3	4
RAD05	Calypso exact 15(1/2")	11,1	3,31	1
RAD05	Calypso exact 15(1/2")	12,1	3,3	1,5

A radiátoros rendszerbe időjáráskövető szabályozást terveztem, amihez bekeverő kapcsolást választottam, így a rendszer részterhelésen alacsonyabb előremenő hőmérséklettel üzemel.



25. ábra Bekeverő kapcsolás (Vinkler, 2012)

Ezzel a hidraulikai kapcsolással a külső hőmérséklet függvényében változik az előremenő hőmérséklet, úgy, hogy a szabályozó szelep visszakeveri a visszatérő közeget az előremenő közeghez.

Méretezési állapotban a primer és a szekunder körök hőmérséklete azonban megegyezik. Kialakítása a 25. ábrán látható.

Az elméleti Kvs-érték a következőképpen alakul, ha a szelepen 5 [kPa] nyomásesésre van szükség:

$$K_{vs} = 0,01 \cdot \frac{q}{\sqrt{\Delta p}} = 0,01 \cdot \frac{504}{\sqrt{5}} = 2,25$$

ahol:

- Δp nyomásesés a szerelvényen [kPa]
- q térfogatáram [l/h]
- K_{vs} a szelep Kvs-értéke [m³/h]

Ezek alapján **CV316 RGA DN15 2,5** Kvs-értékű háromjratú szabályozó szelepet választottam, melynek a nyomásesése méretezési állapotban 4 [kPa].

$$\Delta p = \left(0,01 \cdot \frac{q}{kv}\right)^2 = \left(0,01 \cdot \frac{504}{2,5}\right)^2 \approx 4 \text{ kPa}$$

A szabályozó szelep autoritása a következőképpen alakul:

$$\beta' = \frac{\Delta p_{sz,sz}}{\Delta p_{sz,sz} + \Delta p_{prim}}$$

ahol:

- β' gyakorlati autoritás [-]
- $\Delta p_{sz,sz}$ nyomásesés a szabályozó szelepen [kPa]
- Δp_{prim} primer elosztóhálózat nyomásesése [kPa]

Mivel nyomáskülönbség mentes osztógyűjtőhöz csatlakozik a hidraulikai szabályozó kör, melynek ellenállása alacsony, így a szabályozó szelep autoritása közel 1 lesz ($>0,5$).

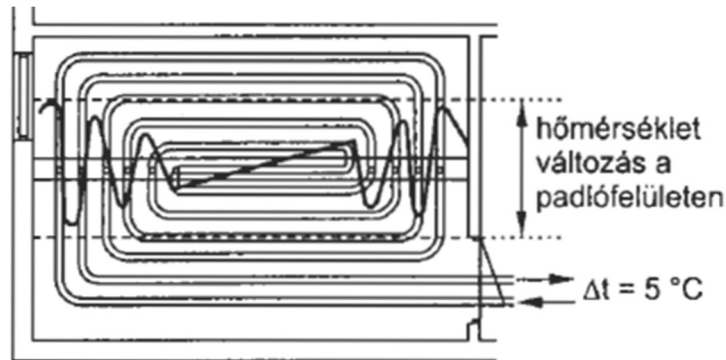
A beszabályozó szelepet 3 [kPa] nyomásesésre kell beállítani, a szükséges Kv-érték és előbeállítás meghatározása az alábbika szerint történt:

$$Kv = 0,01 \cdot \frac{q}{\sqrt{\Delta p}} = 0,01 \cdot \frac{504}{\sqrt{3}} = 2,909$$

Ez alapján a **STAD DN20**-as méretű beszabályozó szelepet **2.6**-as állásba kell tekerni.

3.3.2. Padlófűtés

A jobb hőmérséklet eloszlás és a magasabb komfort miatt padlófűtést terveztem a hotelszobákhoz, a folyosókhoz és az étterem részhez is. A padlófűtés nem rontja a vizuális komfortot és nem vesz el teret a hasznos alapterületből. Emellett az alacsony fűtőközeg hőmérséklet miatt jól kombinálható hőszivattyús rendszerrel.



26. ábra A padló hőmérséklet eloszlás (Homonnay, és mtsai., 2001)

A tervezés során az egyenletes és komfortos padlóhőmérsékletre törekedtem, ezért a csöveket a 26. ábrán látható spirális elrendezésben terveztem, 5°C-os hőfoklépcsővel. Ez azért fontos, mert ennél nagyobb hőfoklépcső esetén egyenletlen felületi hőmérséklet alakulhat ki, ami jelentősen rontja a komfortérzetet.

A padlófűtés méretezése komplikáltabb, mint a konvekciós hőleadók méretezése. A gyártók azonban könnyen használható nomogramokat és méretező szoftvereket biztosítanak a pontos méretezéshez. A padlófűtés méretezését a Bausoft WinWatt programmal végeztem el.

A padlófűtés méretezésekor fontos tényező, hogy a fűtőfelület behatárolt. Abban az esetben, ha az épület hőtechnikai adottságai miatt a padlófűtés nem tudja kifűteni az adott helyiséget, kiegészítő fűtésről kell gondoskodni. Továbbá a felületi hőmérséklet is behatárolt, ugyanis egészségügyi és épületszerkezeti megfontolásokból a tartózkodási zónában a padlóhőmérséklet nem lehet nagyobb, mint 29°C, a peremzónában és a fürdőszobában pedig 33°C. A felületi hőmérsékletet leginkább befolyásoló tényező a csőfektetési távolság és az előremenő hőmérséklet.

A padlófűtés méretezésének első lépéseként meghatároztam a szükséges fajlagos hőteljesítményt, ami a helyiség fűtéséhez szükséges. Ehhez szükség volt a helyiség hőszükségletére, valamint a fűtésre használható terület nagyságára:

$$q = \frac{Q}{A}$$

ahol:

- q padlófűtés fajlagos hőteljesítménye [W/m^2]
- Q_n a helyiség hőszükséglete [W]
- A fűtésre használható alapterület [m^2]

Ezt követően meghatároztam a fűtővíz közepes hőmérsékletét, majd az átlagos hőmérséklet-különbséget az alábbi képlettel:

$$\Delta\vartheta = \left(\frac{\vartheta_e + \vartheta_v}{2} \right) - \vartheta_i$$

ahol:

- $\Delta\vartheta$ padló túlhőmérséklete [K]
- ϑ_e Előremenő közeg hőmérséklet [K]
- ϑ_v visszatérő közeg hőmérséklet [K]
- ϑ_i belső hőmérséklet [K]

A méretezés során a padlószerkezet hővezetési ellenállása adott volt, a hőszükségletszámítás során a pontos értéket megkaptam, a leadott teljesítményt a csőfektetési távolság és a fűtőközeg hőmérséklete befolyásolta. A fenti adatok és a gyártói nomogram birtokában meghatározhatjuk a szükséges csőfektetési távolságot.

A padlófűtés hidraulikai méretezéséhez először meg kell határozni a fűtővíz tömegáramát, a következő képlettel:

$$\dot{m} = \frac{Q}{c \cdot \Delta t}$$

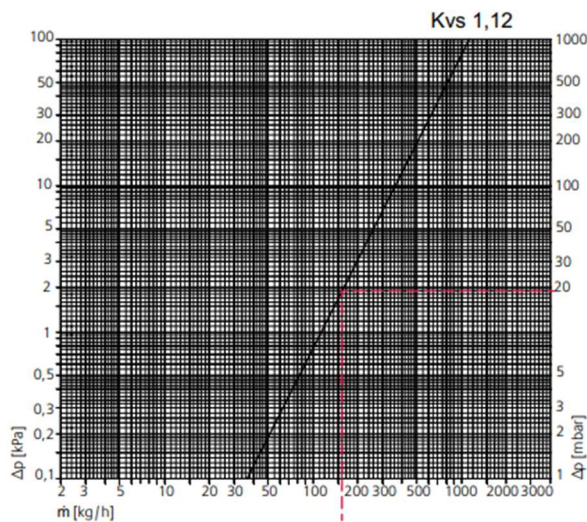
ahol:

- Q a padlófűtés hőleadása [W]
- c fűtőközeg fajhője [J/kgK]
- Δt fűtőközeg hőmérséklet-különbség [K]

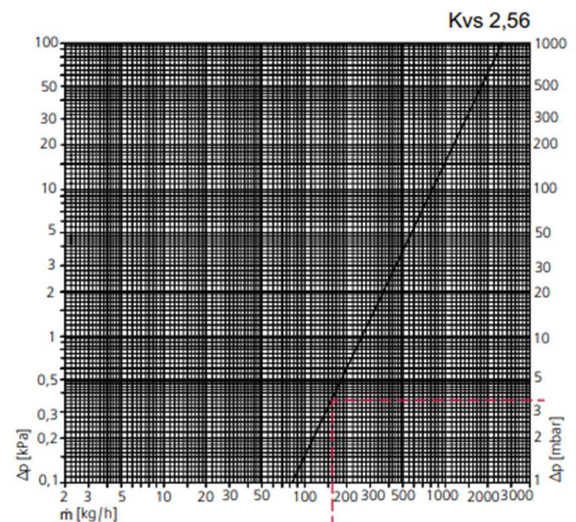
Ezt követően a gyártó által megadott fajlagos nyomáscsökkenés értékével megállapítottam a padlófűtési körnek a hidraulikai ellenállását. A padlófűtés hidraulikai ellenállása nem csak a csövek ellenállásából állt, hanem az osztó-gyűjtőn lévő szerelvények ellenállását is figyelembe vettem.

Ezeknek a szerelvényeknek a nyomáscsökkenését a gyártó által megadott Kvs-értékkel vettem figyelembe, az alábbi képlet alapján:

**Nyomáscsökkenés-ábra az áramlásmérőhöz
(az előremenő ágban)**



**Nyomáscsökkenés-ábra a termosztatikus szelephez
(a visszatérő ágban)**



27. ábra Dynalux osztógyűjtő méretezési diagram (IMI Hydronic Engineering, Dynalux)

$$\Delta p = \left(36 \cdot \frac{q}{K_{vs}} \right)^2$$

ahol:

- Δp nyomáscsökkenés a szerelvényen [kPa]
- q térfogatáram [l/s]

A padlófűtési körök be- és szabályozását IMI HEIMEIER Dynalux osztó-gyűjtővel terveztem.

Az osztó-gyűjtő termosztatikus szeleppel és áramlásmérővel van felszerelve. Az áramlásmérőnek köszönhetően közvetlenül be lehet állítani a fűtési körök térfogatáramát.

A padlófűtési körök hidraulikai adatai a 7. számú táblázatban találhatóak.

7. táblázat Padlófűtési kör lista

Kör neve	A [m ²]	Q [W]	m [kg/h]	t _e [°C]	t _v [°C]	d [mm]	L [m]	dP [Pa]	Alaki ellenállások [Pa]	Összes ellenállás [kPa]
PF.01E.1	10	624	107,6	38	33	16x2	68	7780	1100	8,88
PF.01E.2	6	374	64,6	38	33	16x2	41	1969	396	2,37
PF.01E.3	6,91	431	74,4	38	33	16x2	47	2874	525	3,40
PF.02E.1	2,7	215	88,3	38	36	16x2	28	2276	741	3,02
PF.03E.1	2,7	215	88,3	38	36	16x2	28	2276	741	3,02
PF.04E.1	10	624	107,6	38	33	16x2	68	7780	1100	8,88
PF.04E.2	6	374	64,6	38	33	16x2	41	1969	396	2,37
PF.04E.3	6,91	431	74,4	38	33	16x2	47	2874	525	3,40
PF.06E.1	10	624	107,6	38	33	16x2	68	7779	1100	8,88
PF.06E.2	10	624	107,6	38	33	16x2	68	7779	1100	8,88
PF.06E.3	6,79	424	73,1	38	33	16x2	46	2742	507	3,25
PF.07E.1	2,7	215	88,3	38	36	16x2	28	2276	741	3,02
PF.08E.1	8,8	549	94,7	38	33	16x2	60	5508	852	6,36
PF.08E.2	10	624	107,6	38	33	16x2	68	7780	1100	8,88
PF.08E.3	7,14	445	76,8	38	33	16x2	49	3138	561	3,70
PF.09E.1	2,7	215	88,3	38	36	16x2	28	2276	741	3,02
PF.09E.1	10	624	107,6	38	33	16x2	68	7780	1100	8,88
PF.09E.2	10,6	661	114,1	38	33	16x2	72	9109	1236	10,35
PF.09E.3	5,34	333	57,5	38	33	16x2	37	1384	314	1,70
PF.10E.1	2,7	215	88,3	38	36	16x2	28	2276	741	3,02
PF.11E.1	10	624	107,6	38	33	16x2	68	7780	1100	8,88
PF.11E.2	10	624	107,6	38	33	16x2	68	7780	1100	8,88
PF.11E.3	5,94	371	63,9	38	33	16x2	41	1917	388	2,31
PF.12E.1	2,7	215	88,3	38	36	16x2	28	2276	741	3,02
PF.14E.1	11,5	717	123,8	38	33	16x2	78	11366	1456	12,82
PF.14E.2	7,96	497	85,7	38	33	16x2	54	4205	697	4,90
PF.14E.3	10	624	107,7	38	33	16x2	68	7783	1101	8,88
PF.15E.1	2,7	215	88,3	38	36	16x2	28	2276	741	3,02
PF.16E.1	11,5	717	123,8	38	33	16x2	78	11366	1456	12,82
PF.16E.2	7,96	497	85,7	38	33	16x2	54	4205	697	4,90
PF.16E.3	10	624	107,7	38	33	16x2	68	7783	1101	8,88
PF.17E.1	2,7	215	88,3	38	36	16x2	28	2276	741	3,02
PF.19E.1	10,6	661	114,1	38	33	16x2	72	9109	1236	10,35
PF.19E.2	8,8	549	94,7	38	33	16x2	60	5508	852	6,36
PF.19E.3	6,54	408	70,4	38	33	16x2	45	2480	471	2,95
PF.20E.1	2,7	215	88,3	38	36	16x2	28	2276	741	3,02
PF.21E.1	10,6	661	114,1	38	33	16x2	72	9109	1236	10,35
PF.21E.2	8,8	549	94,7	38	33	16x2	60	5508	852	6,36
PF.21E.3	6,54	408	70,4	38	33	16x2	45	2480	471	2,95
PF.22E.1	2,7	215	88,3	38	36	16x2	28	2276	741	3,02
PF.03.01	12	998	172,2	38	33	16x2	81	21004	2817	23,82
PF.03.02	12	998	172,2	38	33	16x2	81	21004	2817	23,82

PF.03.03	12	998	172,2	38	33	16x2	81	21004	2817	23,82
PF.03.04	12	998	172,2	38	33	16x2	81	21004	2817	23,82
PF.03.05	7,9	669	144,3	38	34	16x2	80	15222	1978	17,20
PF.04.1	7,05	811	139,9	38	33	16x2	72	12932	1860	14,79
PF.04.2	8,05	893	124,3	38	32	16x2	82	12039	1467	13,51
PF.05.1	8,3	698	128,1	38	33	16x2	56	8741	1559	10,30
PF.16.1	13,5	831	143,4	38	33	16x2	46	8679	1953	10,63
PF.16.2	13,5	831	143,4	38	33	16x2	46	8679	1953	10,63
PF.16.3	13,5	831	143,4	38	33	16x2	46	8679	1953	10,63
PF.16.4	13,4	825	142,3	38	33	16x2	46	8507	1924	10,43
PF.23.1	5,7	418	72,1	38	33	16x2	39	2260	494	2,75
PF.23.2	5,7	418	72,1	38	33	16x2	39	2260	494	2,75
PF.24.1	2,6	231	79,7	38	36	16x2	27	1844	604	2,45
PF.25.1	6,85	503	86,7	38	33	16x2	47	3703	714	4,42
PF.25.2	6,85	503	86,7	38	33	16x2	47	3703	714	4,42
PF.26.1	2,6	231	79,7	38	36	16x2	27	1844	604	2,45
PF.27.1	5,5	404	69,6	38	33	16x2	38	2056	460	2,52
PF.27.2	5,5	404	69,6	38	33	16x2	38	2056	460	2,52
PF.28.1	2,6	231	79,7	38	36	16x2	27	1844	604	2,45
PF.29.1	6,85	503	86,7	38	33	16x2	47	3703	714	4,42
PF.29.2	6,85	503	86,7	38	33	16x2	47	3703	714	4,42
PF.30.1	2,6	231	79,7	38	36	16x2	27	1844	604	2,45
PF.31.1	10,9	1015	175,1	38	33	16x2	74	19662	2911	22,57
PF.31.2	10,9	1015	175,1	38	33	16x2	74	19662	2911	22,57
PF.31.3	10,9	1015	175,1	38	33	16x2	74	19662	2911	22,57
PF.40.1	7,4	689	118,9	38	33	16x2	50	6868	1342	8,21
PF.32.1	6,45	474	81,7	38	33	16x2	44	3154	634	3,79
PF.32.2	6,45	474	81,7	38	33	16x2	44	3154	634	3,79
PF.33.1	2,6	231	79,7	38	36	16x2	27	1844	604	2,45
PF.34.1	6,4	470	81,0	38	33	16x2	44	3086	623	3,71
PF.34.2	6,4	470	81,0	38	33	16x2	44	3086	623	3,71
PF.35.1	2,6	231	79,7	38	36	16x2	27	1844	604	2,45
PF.36.1	7,6	558	96,2	38	33	16x2	52	4898	879	5,78
PF.36.2	7,6	558	96,2	38	33	16x2	52	4898	879	5,78
PF.37.1	2,6	231	79,7	38	36	16x2	27	1844	604	2,45
PF.38.1	7,55	554	95,6	38	33	16x2	51	4814	868	5,68
PF.38.2	7,55	554	95,6	38	33	16x2	51	4814	868	5,68
PF.39.1	2,6	237	120,3	38	36	16x2	27	3729	1374	5,10
PF.40.2	7,4	723	178,2	38	35	16x2	50	13807	3017	16,82
PF.41.1	10,9	1015	175,1	38	33	16x2	74	19662	2911	22,57
PF.41.2	10,9	1015	175,1	38	33	16x2	74	19662	2911	22,57
PF.41.3	10,9	1015	175,1	38	33	16x2	74	19662	2911	22,57
PF.50.1	7,4	721	177,7	38	35	16x2	50	13741	3000	16,74
PF.50.2	7,4	721	177,7	38	35	16x2	50	13741	3000	16,74
PF.42.1	6,85	503	86,8	38	33	16x2	47	3710	715	4,43
PF.42.2	6,85	503	86,8	38	33	16x2	47	3710	715	4,43

PF.43.1	9,45	632	68,2	38	30	16x2	73	3858	441	4,30
PF.44.1	6,35	466	80,3	38	33	16x2	43	3017	613	3,63
PF.44.2	6,35	466	80,3	38	33	16x2	43	3017	613	3,63
PF.45.1	2,6	236	101,8	38	36	16x2	27	2800	984	3,78
PF.46.1	6,85	503	86,7	38	33	16x2	47	3703	714	4,42
PF.46.2	6,85	503	86,7	38	33	16x2	47	3703	714	4,42
PF.47.1	2,6	237	107,6	38	36	16x2	27	3079	1100	4,18
PF.48.1	6,35	466	80,3	38	33	16x2	43	3017	613	3,63
PF.48.2	6,35	466	80,3	38	33	16x2	43	3017	613	3,63
PF.49.1	2,6	236	107,2	38	36	16x2	27	3057	1091	4,15
PF.51.1	6,35	466	80,3	38	33	16x2	43	3017	613	3,63
PF.51.2	6,35	466	80,3	38	33	16x2	43	3017	613	3,63
PF.52.1	2,6	236	107,2	38	36	16x2	27	3057	1091	4,15
PF.53.1	5,55	407	70,2	38	33	16x2	38	2105	468	2,57
PF.53.2	5,55	407	70,2	38	33	16x2	38	2105	468	2,57
PF.54.1	2,6	236	107,2	38	36	16x2	27	3057	1091	4,15
PF.55.1	6,35	466	80,3	38	33	16x2	43	3017	613	3,63
PF.55.2	6,35	466	80,3	38	33	16x2	43	3017	613	3,63
PF.56.1	2,6	236	107,2	38	36	16x2	27	3057	1091	4,15
PF.57.1	6,7	492	84,8	38	33	16x2	46	3489	683	4,17
PF.57.2	6,7	492	84,8	38	33	16x2	46	3489	683	4,17
PF.58.1	2,6	236	107,2	38	36	16x2	27	3057	1091	4,15
PF.59.1	7,4	689	118,8	38	33	16x2	50	6859	1341	8,20
PF.59.2	7,4	689	118,8	38	33	16x2	50	6859	1341	8,20
PF.60.1	10,8	1005	173,5	38	33	16x2	73	19169	2858	22,03
PF.60.2	10,8	1005	173,5	38	33	16x2	73	19169	2858	22,03
PF.60.3	10,9	1015	175,1	38	33	16x2	74	19658	2911	22,57
PF.69.1	7,75	722	124,5	38	33	16x2	53	7782	1472	9,25
PF.69.2	7,75	722	124,5	38	33	16x2	53	7782	1472	9,25
PF.61.1	6,55	481	82,9	38	33	16x2	45	3283	653	3,94
PF.61.2	6,55	481	82,9	38	33	16x2	45	3283	653	3,94
PF.62.1	2,6	236	107,2	38	36	16x2	27	3057	1091	4,15
PF.63.1	6,7	492	84,8	38	33	16x2	46	3489	683	4,17
PF.63.2	6,7	492	84,8	38	33	16x2	46	3489	683	4,17
PF.64.1	2,6	236	107,2	38	36	16x2	27	3057	1091	4,15
PF.65.1	6,55	481	82,9	38	33	16x2	45	3283	653	3,94
PF.65.2	6,55	481	82,9	38	33	16x2	45	3283	653	3,94
PF.66.1	2,6	237	107,6	38	36	16x2	27	3079	1100	4,18
PF.67.1	6,7	492	84,8	38	33	16x2	46	3489	683	4,17
PF.67.2	6,7	492	84,8	38	33	16x2	46	3489	683	4,17
PF.68.1	2,6	237	107,6	38	36	16x2	27	3079	1100	4,18

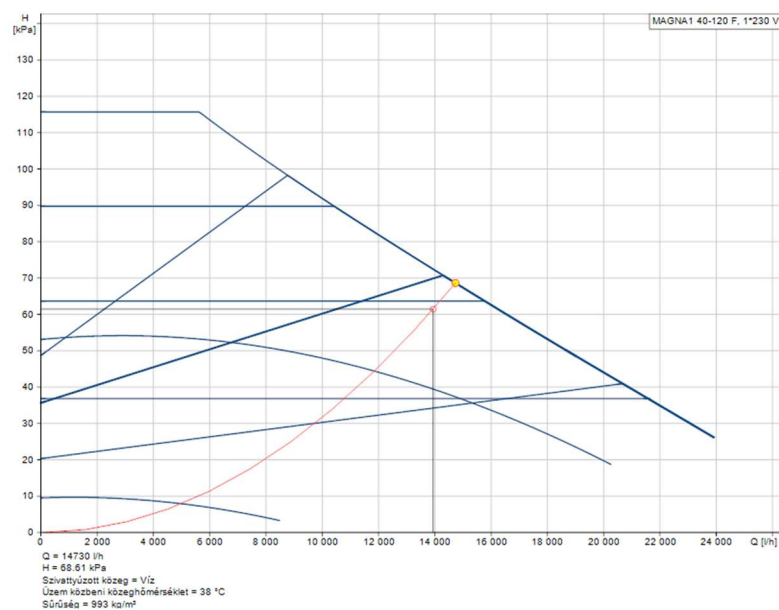
A hidraulikai méretezés menete megegyezik a radiátoros rendszer méretezés menetével, így ebben a fejezetben csak az eredményeket ismertetem. A 8. számú táblázatban található a padlófűtési kör mértékadó áramkörének hidraulikai ellenállás összefoglalója.

8. táblázat Padlófűtési kör mértékadó áramkörének hidraulikai méretezése

Szakasz szám	d [mm]	L [m]	q [l/h]	dP [kPa]	Lineáris dP [Pa/m]	v [m/s]	Alaki ellenállás [Pa/m]
1. szakasz	65	6	13942	1,00	166	1,04	9,09
2. szakasz	65	6	12252	0,78	130	0,915	0,071
3. szakasz	65	20	11680	2,38	119	0,873	0,102
4. szakasz	65	0,5	10788	0,05	103	0,806	0,088
5. szakasz	65	10	9950	0,88	88,2	0,774	0,068
6. szakasz	65	15	9306	1,17	77,9	0,69	0,079
7. szakasz	65	0,5	8417	0,03	64,6	0,629	0,075
8. szakasz	65	16,5	7429	0,84	51,2	0,55	0,163
9. szakasz	50	8	6371	1,13	141	0,802	0,136
10. szakasz	50	0,5	5490	0,05	107	0,691	0,114
11. szakasz	50	30,5	4575	2,32	76	0,576	0,166
12. szakasz	40	0,5	3694	0,08	166	0,748	0,22
13. szakasz	40	15,5	2775	1,51	97,7	0,562	0,184
14. szakasz	32	8,5	1008	1,14	134	0,519	2,43

A szivattyú emelőmagassága és szállított térfogatárama a következőképpen alakult:

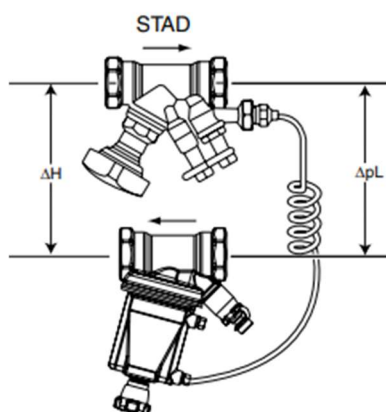
- Szivattyú emelőmagasság: **62 [kPa]**
- Szállított térfogatáram: **13478 [l/h]**
- A választott szivattyú: **GRUNDFOS MAGNA3 40-120 F**



28. ábra Padlófűtési rendszerszivattyú jelleggörbe (GRUNDFOS)

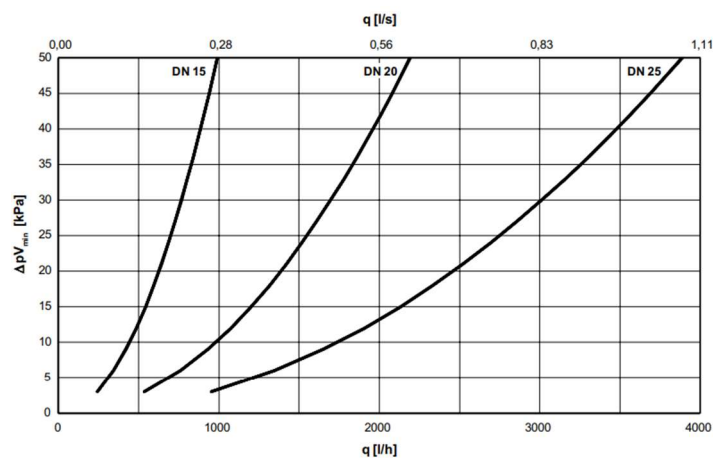
A padlófűtési rendszerben az osztó-gyűjtőkön lévő szabályozó szelepek zárásakor a nyomáskülönbség jelentősen megemelkedhet. Ebben az esetben a szelepek autoritása jelentős mértékben csökkenhet és zajossá válhat, valamint a megemelkedett nyomáskülönbség a szelepek zárásában is gondot okozhat.

Ennek elkerülése miatt nyomáskülönbség-szabályozó szeleppárokat terveztem a rendszerbe, ezzel stabilizálva a nyomáskülönbséget. Erre a feladatra STAP szelepet terveztem, ami állandó értéken tartja a nyomáskülönbséget a fogyasztói csoportokon, ezzel biztosítva az osztó-gyűjtők zajtalan működését és precíz szabályozását.



29. ábra Nyomáskülönbség szabályozó szeleppár (IMI Hydronic Engineering, STAP)

Működése során, ha a ΔH rendelkezésre álló nyomáskülönbség megemelkedése miatt elkezd nőni a fogyasztói csoportban a nyomáskülönbség (ΔpL), akkor a STAP szelep elkezd zárni, ezzel az arányossági sávon belül tartva a ΔpL értéket.



30. ábra STAP méretezési diagram (IMI Hydronic Engineering, STAP)

A szükséges rendelkezésre álló minimum nyomáskülönbség kiszámításához a STAD partnerszelep ellenállására, a fenti diagram alapján meghatározott STAP minium nyomáskülönbségére és a stabilizálni kívánt nyomáskülönbségre volt szükségem, ezek alapján:

$$\Delta H_{min} = \Delta p_{STAD} + \Delta p_l + \Delta p_{Vmin}$$

ahol:

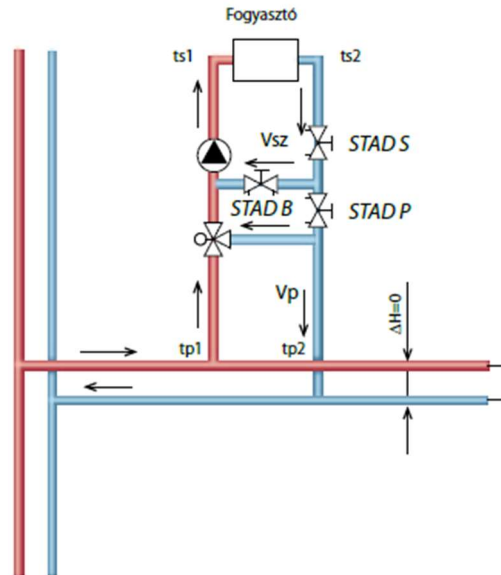
- ΔH_{min} minimum rendelkezésre álló nyomáskülönbség [kPa]
- Δp_{STAD} partnerszelep nyomásesése [kPa]
- Δp_l stabilizálni kívánt nyomáskülönbség [kPa]
- Δp_{Vmin} STAP szelep minium nyomáskülönbsége [kPa]

A STAP szelepet úgy kell kiválasztani, hogy a rendelkezésre álló nyomáskülönbség ne haladja meg a minimum nyomáskülönbség értékét.

9. táblázat Nyomáskülönbség szabályozó szelep lista

Típus	d [mm]	q [l/h]	Dpl [kPa]	Dp [kPa]	Beállítás	Partner szelep	Partner szelep Dp [kPa]
STAP 15	15	392	22,6	7,81	21	STAD* 15	3
STAP 25	25	833	22,6	5	19	STAD* 25	3
STAP 20	20	572	22,6	5	19.5	STAD* 20	3
STAP 20	20	843	14,4	7,37	11	STAD* 20	3
STAP 20	20	880	14,2	8,03	11	STAD* 20	3
STAP 20	20	644	22,6	5	20	STAD* 20	3
STAP 20	20	889	14,8	8,19	12	STAD* 20	3
STAP 20	20	918	14,5	8,74	12	STAD* 20	3
STAP 25	25	1058	22,6	5	20.5	STAD* 25	3
STAP 20	20	881	14,5	8,05	12	STAD* 20	3
STAP 20	20	915	14,2	8,68	11.5	STAD* 20	3
STAP 20	20	881	14,5	8,05	12	STAD* 20	3
STAP 20	20	878	14	7,99	11.5	STAD* 20	3
STAP 25	25	1008	22,6	5	22	STAD* 25	3
STAP 20	20	883	14	8,08	12	STAD* 20	3
STAP 20	20	884	14	8,1	12	STAD* 20	3

A padlófűtési rendszer a primer elosztó hálózathoz alacsonyabb hőfoklépcsővel üzemel. A megfelelő hőfok előállításához kettős bekeverő kapcsolást alkalmaztam, mivel a radiátoros rendszerrel nyomáskülönbség nélküli hidraulikai szabályozó körrel oldottam meg az időjárás-követő szabályozást, ezért itt is ilyet alkalmaztam.



29. ábra Kettős bekeverő kapcsolás (Vinkler , 2012)

A STAD B jelű beszabályozó szerelvényen a bypass térfogatáramot a primer és a szekunder hőmérséklet, valamint a primer és a szekunder térfogatok alapján határoztam meg, úgy, hogy a szabályozó szelep teljes nyitásakor se jelenjen meg a primer hőmérséklet a szekunder oldalon.

$$q_B = q_{SZ} \left(\frac{t_{p1} - t_{s1}}{t_{p1} - t_{s2}} \right) = 13942 \left(\frac{55 - 38}{55 - 33} \right) = 10773 \left[\frac{l}{h} \right]$$

ahol:

- q_B bypass térfogatáram [l/h]
- q_{SZ} szekunder térfogatáram [l/h]
- t_{p1} fűtővíz primer előremenő hőmérséklete [°C]
- t_{s1} fűtővíz szekunder előremenő hőmérséklete [°C]
- t_{s2} fűtővíz szekunder visszatérő hőmérséklete [°C]

Az elméleti Kvs-érték a következőképpen alakul, ha a szelepen 5 [kPa] nyomásesésre van szükség:

$$K_{vs} = 0,01 \cdot \frac{q}{\sqrt{\Delta p}} = 0,01 \cdot \frac{2606}{\sqrt{5}} = 11,65$$

ahol:

- Δp nyomáscsökkenés a szerelvényen [kPa]
- q térfogatáram [l/h]
- K_v a szelep K_v értéke [m³/h]

$$\Delta p = \left(0,01 \cdot \frac{q}{K_v}\right)^2 = \left(0,01 \cdot \frac{2519}{10}\right)^2 \approx 6,34 \text{ kPa}$$

Ezek alapján **CV316 RGA DN32 10** K_{vs} -értékű háromjratú szabályozó szelepet választottam, melynek a nyomáscsökkenése méretezési állapotban 6,34 [kPa].

Mivel nyomáskülönbség mentes osztógyűjtőhöz csatlakozik a hidraulikai szabályozó kör, melynek ellenállása alacsony, így a szabályozó szelep autoritása közel 1 lesz (>0,5) .

A szekunder oldali beszabályozó szelepet 3 [kPa] nyomáscsökkenésre állítottam be, a szükséges K_v -érték és előbeállítás meghatározása az alábbiak szerint történt:

$$K_v = 0,01 \cdot \frac{q}{\sqrt{\Delta p}} = 0,01 \cdot \frac{13359}{\sqrt{3}} = 77,12$$

Ez alapján a **STAF DN65** méretű beszabályozó szelepet 7-es állásba kell tekerni.

A bypass vezetékben lévő beszabályozó szelep nyomáscsökkenését a szabályozó szelep nyomásvesztése alapján kellett meghatározni. A szükséges K_v -érték és az előbeállítás meghatározása az alábbiak szerint történt:

$$K_v = 0,01 \cdot \frac{q}{\sqrt{\Delta p}} = 0,01 \cdot \frac{10773}{\sqrt{4,32}} = 51,83$$

Ez alapján a **STAF DN65** méretű beszabályozó szelepet 4,95-ös állásba kell tekerni.

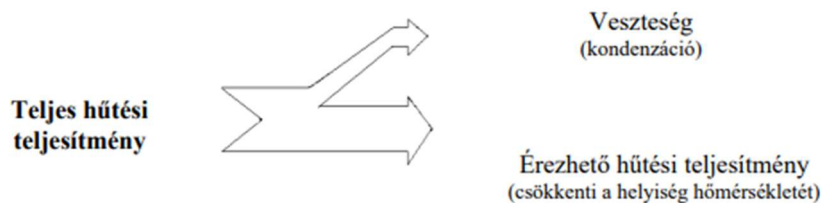
3.4. Hűtéstechnika

Az épületgépészet egyik alapvető feladata az épületek belső hőmérsékletének kényelmes és hatékony szabályozása. Az épületekben a nyári időszakban a belső hőmérséklet hűtéstechnika nélkül magasabb lehet a kívánnál. Ennek legfőbb oka a napsugárzásból származó hőenergia, de az épületben lévő emberek, gépek vagy berendezések hőleadásából is származhat. Ez jelentősen ronthatja az épületben tartózkodók komfortérzetét, valamint csökkentheti a munkavégzés hatékonyságát.

A hűtéstechnikai rendszer tervezése során a fenti problémára kerestem hatékony megoldást, mellyel az épületben lehetőség van az optimális belső hőmérséklet biztosítására, ami hozzájárul az épületben tartózkodók kényelméhez.

Fan-coil rendszer

A hűtési rendszerbe fan-coil berendezéseket terveztem, mivel ez egy jól szabályozható berendezés, ami képes leadni a megfelelő hűtési teljesítményt. A fan-coil tulajdonképpen egy bordás hőcserélő és egy ventilátor összeépített egysége. A berendezések kiválasztása során a katalógusokban két féle hűtési teljesítmény található: az érezhető- és az összes hűtőteli teljesítmény. A készüléket érezhető hűtőteli teljesítmény alapján választottam ki, de a hidraulikai méretezés során a teljes hűtőteli teljesítményt vettem figyelembe. A teljes hűtési teljesítmény az érezhető- és a rejtett hűtőteli teljesítmény összege. A rejtett hő (vagy látens hő) az a hidegenergia, ami arra fordítódik, hogy a levegő nedvességtartalmát gőz halmazállapotból folyadék halmazállapotba hozza. A látens hő a rendszer állapotában hoz létre változást, vagyis az energiatartalmát változtatja meg.



30. ábra Hűtési teljesítmény megoszlás (FAN COIL RENDSZEREK, dátum)

A nem megfelelő termikus komfort mellett a zaj is erősen befolyásolja az emberek komfortérzetét. Mivel a fan coil berendezéseket jellegükből adódóan általában igényesebb helyiségekben alkalmazzák, fontos az akusztikai komfort. Az MSZ CR 1752:2000 szabvány szerint a C kategóriás hotelszobákban az éjszaka megengedhető hangnyomásszint 35 [dB A]. A berendezések kiválasztásánál ezt az értéket tartottam szem előtt.

10. táblázat Fan-coil lista

Megnevezés	Helyiség szám	Db	Típus	V _{hűt} [l/h]	Q _{hűt s} [W]	Q _{hűt t} [W]	Δp [kPa]	Fokozat
FC2	002	1	IWC 044	410	2090	2390	9	2
FC2	003	4	IWC 044	451	2350	2630	9	3
FC2	004	1	IWC 044	410	2090	2390	8	2
FC2	006	2	IWC 044	451	2350	2630	13	3
FC2	007	3	IWC 044	534	2750	3310	11	4
FC2	017	1	IWC 044	410	2090	2390	9	2
FC1	023	1	ESTRO FP F2	150	730	880	5	min
FC1	025	1	ESTRO FP F2	150	730	880	5	min
FC1	027	1	ESTRO FP F2	150	730	880	5	min
FC1	029	1	ESTRO FP F2	150	730	880	5	min
FC1	032	1	ESTRO FP F2	150	730	880	5	min
FC1	034	1	ESTRO FP F2	150	730	880	5	min
FC1	036	1	ESTRO FP F2	150	730	880	5	min
FC1	038	1	ESTRO FP F2	150	730	880	5	min
FC1	042	1	ESTRO FP F2	150	730	880	5	min
FC1	044	1	ESTRO FP F2	150	730	880	5	min
FC1	046	1	ESTRO FP F2	150	730	880	5	min
FC1	048	1	ESTRO FP F2	150	730	880	5	min
FC1	051	1	ESTRO FP F2	150	730	880	5	min
FC1	053	1	ESTRO FP F2	150	730	880	5	min
FC1	055	1	ESTRO FP F2	150	730	880	5	min
FC1	057	1	ESTRO FP F2	150	730	880	5	min
FC1	061	1	ESTRO FP F2	150	730	880	5	min
FC1	063	1	ESTRO FP F2	150	730	880	5	min
FC1	065	1	ESTRO FP F2	150	730	880	5	min
FC1	067	1	ESTRO FP F2	150	730	880	5	min
FC3	E01	1	ESTRO FP F7	269	1290	1570	3	min
FC3	E04	1	ESTRO FP F7	269	1290	1570	3	min
FC3	E06	1	ESTRO FP F7	269	1290	1570	3	min
FC3	E08	1	ESTRO FP F7	269	1290	1570	3	min
FC3	E09	1	ESTRO FP F7	269	1290	1570	3	min
FC3	E11	1	ESTRO FP F7	269	1290	1570	3	min
FC3	E14	1	ESTRO FP F7	269	1290	1570	3	min
FC3	E16	1	ESTRO FP F7	269	1290	1570	3	min
FC3	E19	1	ESTRO FP F7	375	1870	2180	5	med
FC3	E21	1	ESTRO FP F7	375	1870	2180	5	med

A hideg felülettel érintkező levegőből a víz kiválik. Ha a kondenzátum az épületszerkezeten belül válik ki, ott komoly károkat tud okozni. Ezt a problémát a megfelelő hőszigetelés kiválasztásával lehet megoldani. Zárt cellás párazáró hőszigeteléssel kell ellátni minden hűtési csővezetékét.

Kondenzvíz jelenik meg a hőcserélő felületén is, aminek oka, hogy a felületi hőmérséklet kisebb, mint a levegő harmatponti hőmérséklete. A kondenzátum a cseppvíztálcán gyűlik össze, aminek elvezetéséről gondoskodtam. Jelen esetben a beépített cseppvíz szivattyú gondoskodik a kondenzvíz elvezetéséről, ami klímaszifon keresztül csatlakozik a szennyvíz rendszerhez.

Hidraulikai méretezés

11. táblázat Fan-coil kör mértékadó áramkörének hidraulikai méretezése

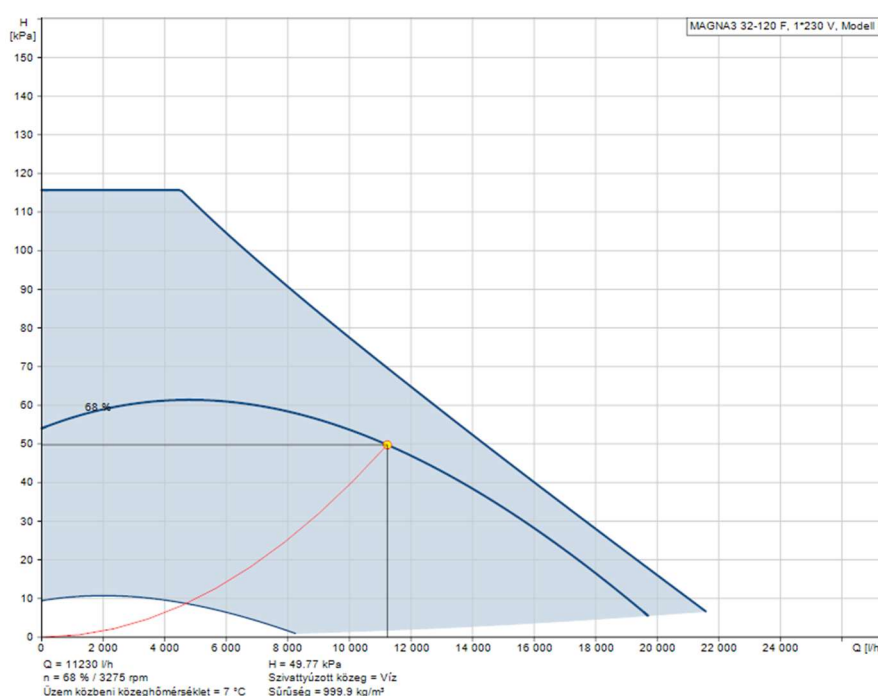
Szakasz szám	d [mm]	L [m]	q [l/h]	dP [kPa]	Lineáris dP [Pa/m]	v [m/s]	Alaki ellenállás [Pa/m]
1. szakasz	65	10	11228	1,220	122	0,799	5,75
2. szakasz	50	5	6100	0,715	143	0,747	0,074
3. szakasz	50	8	5960	1,008	126	0,716	0,026
4. szakasz	50	2	540	0,240	120	0,689	0,025
5. szakasz	50	4	5390	0,456	114	0,679	0,024
6. szakasz	50	2,5	5240	0,273	109	0,66	0,023
7. szakasz	50	4	5090	0,412	103	0,641	0,073
8. szakasz	50	8	4552	0,673	84,1	0,573	0,035
9. szakasz	50	4,5	42833	0,339	75,3	0,539	0,019
10. szakasz	50	2,5	4133	0,177	70,6	0,052	0,018
11. szakasz	50	4	3983	0,264	66	0,501	0,018
12. szakasz	50	2,5	3833	0,154	61,6	0,048	0,092
13. szakasz	40	5	3683	0,915	183	0,764	0,072
14. szakasz	40	8	3414	1,272	159	0,691	0,11
15. szakasz	40	4	2876	0,468	117	0,582	0,032
16. szakasz	40	2,5	2726	0,265	106	0,552	0,03
17. szakasz	40	4	2576	0,382	95,6	0,521	0,064
18. szakasz	32	2,5	2426	0,450	180	0,666	0,049
19. szakasz	32	22	2276	3,542	161	0,625	0,046
20. szakasz	32	2,5	2126	0,355	142	0,583	0,043
21. szakasz	32	4	1976	0,500	125	0,542	0,038
22. szakasz	32	2,5	1826	0,270	108	0,501	0,035
23. szakasz	32	3,5	1676	0,324	92,6	0,46	0,156
24. szakasz	25	8,5	1138	1,522	179	0,554	0,194
25. szakasz	20	7	538	1,008	144	0,408	0,118
26. szakasz	15	10	269	1,800	180	0,372	2,39

A fan-coil berendezések szabályozáshoz nyomásfüggetlen beszabályozó és szabályozó szelepeket terveztem (PIBCV). A szelepek működéséhez szükséges minimális nyomáskülönbség nagysága ~15 [kPa]. A hidraulikai méretezésnél ezt az értéket is figyelembe vettem.

A szivattyú emelőmagassága és a szállított térfogatárama a fent leírtak alapján a következőképpen alakult:

- Szivattyú emelőmagasság: **49,5 [kPa]**
- Szállított térfogatáram: **11228 [l/h]**

A választott szivattyú: **GRUNDFOS MAGNA3 32-120 F**



31. ábra Hűtési rendszer szivattyú jelleggörbe (GRUNDFOS)

A hidraulikai kör elején elhelyezett STAD beszabályozó szelepet 3 [kPa] nyomásesésre méreteztem, a pontos térfogatáram mérés miatt. A szükséges szeleppálláshoz tartozó Kv-értéket az alábbi összefüggéssel állapítottam meg:

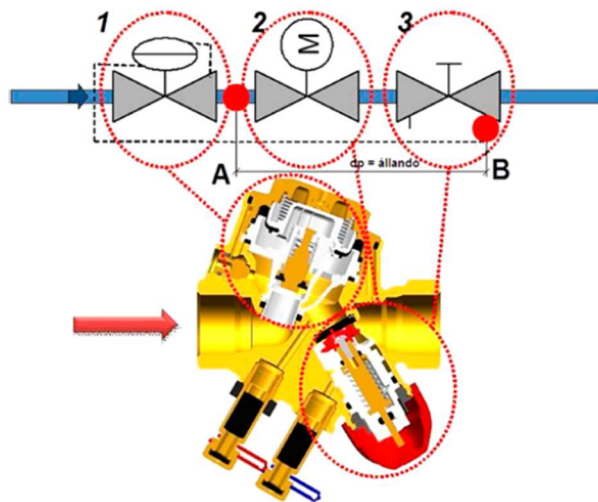
$$K_v = 0,01 \cdot \frac{q}{\sqrt{\Delta p}} = 0,01 \cdot \frac{11228}{\sqrt{3}} = 64,82$$

Ez alapján a **STAF DN65** méretű beszabályozó szelepet 5,75-ös állásba kell tekerni.

Szabályozás és beszabályozás

A fogyasztók szabályozására és beszabályozására nyomásfüggetlen szabályozó- és beszabályozó szelepeket (angol rövidítése PIBCV) választottam, név szerint TA-Modulator-t. A nyomásfüggetlen szabályozó- és beszabályozó szelep elvi felépítése a 34. ábrán látható, főbb részegységei a következők:

- 1. dinamikus nyomáskülönbség-szabályozó szelep
- 2. motoros szabályozó szelep
- 3. beszabályozó szelep



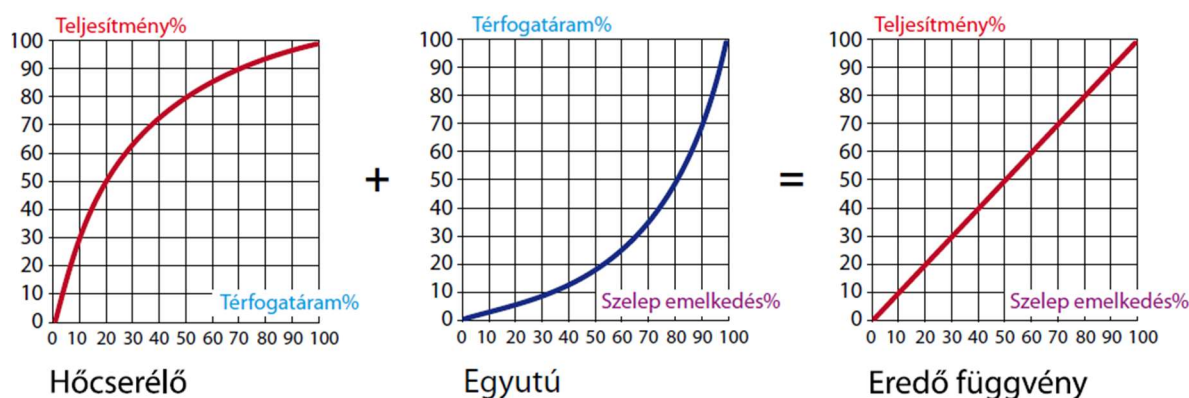
32. ábra Nyomásfüggetlen szabályozó és beszabályozó szelep elvi felépítése (Vinkler , 2012)

A nyomáskülönbség-szabályozó szelep részegység az A-B pontok között – azaz a szabályozó szelep részegységen – állandó értéken tartja a nyomáskülönbséget, így az ott átáramló térfogatáram is állandónak tekinthető. Ezért a szelep stabil és kiemelkedően pontos szabályozást biztosít, valamint automatikus térfogatáram korlátozást is. A szelepen a térfogatáram-korlátozást a szelepszár elmozdulásának korlátozásával lehet a kívánt értékre állítani.

A szabályozó szelep működése során a nyomáskülönbség a szeleptányér elmozdulásával változik a szelepen belül. A szelep zárásával a nyomáskülönbség megnő, míg a szelep nyitásával a csökken. Azonban a nyomáskülönbség-szabályozó szelep részegység A-B pont között állandó értéken tartja a nyomáskülönbséget, így a szabályozó szelep autoritása is közel állandó és igen magas lesz.

A közel állandó autoritás és az ezzel járó kiváló szabályozás volt az egyik tényező, ami miatt a tervezés során erre a szelepre esett a választásom.

A szelepek kiválasztásánál a másik fontos tényező pedig az volt, hogy a TA-Modulator módosított egyenszázalékos jelleggörbével (EQM) rendelkezik, ami pontos hőmérséklet-szabályozást tesz lehetővé. Ennek az az oka, hogyha megvizsgáljuk az EQM szabályozó szelep és a hőcserélő jelleggörbéjének az eredő jelleggörbéjét, az közel lineáris lesz. Ugyanis az EQM jelleggörbe kompenzálja a hőcserélő karakterisztikát, melynek eredménye a 35. ábrán látható. A szelepemelkedés és a teljesítmény között így lineáris lesz az összefüggés. Ebben az esetben lineáris karakterisztikájú szelepmozgatót kell alkalmazni, jelen esetben TA-Slider 160-as meghajtót, aminek a karakterisztikája digitálisan állítható.



33. ábra Hőcserélő és EQM karakterisztikájú szelep eredő jelleggörbéje (Vinkler, 2012)

A szelepek méretezése és beszabályozása meglehetősen egyszerű feladat, ugyanis a ezek méretét a tervezett térfogatáram alapján kell kiválasztani. A gyártói katalógusban megtalálható az egyes méretekhez tartozó maximális térfogatáram, ami alapján kiválasztottam a megfelelő méretű szelepet. Ezt követően ellenőriztem, hogy a szelep működéséhez szükséges minimális nyomáskülönbség rendelkezésre áll-e. A 12. számú táblázatban látható a kiválasztott szelepek listája, és a hozzájuk tartozó fontosabb műszaki adatok.

12. táblázat Fan-coil szelep lista

Fc típus	Helyiség szám	Szelep típus	q [l/h]	dP _{min} [kPa]	Beállítás	Meghajtó	dP _{zárási} [kPa]
FC1	023	TA-Modulator 15	150	13,8	3.5	TA-Slider 160	400
FC1	025	TA-Modulator 15	150	13,8	3.5	TA-Slider 160	400
FC1	027	TA-Modulator 15	150	13,8	3.5	TA-Slider 160	400
FC1	029	TA-Modulator 15	150	13,8	3.5	TA-Slider 160	400
FC1	032	TA-Modulator 15	150	13,8	3.5	TA-Slider 160	400
FC1	034	TA-Modulator 15	150	13,8	3.5	TA-Slider 160	400

FC1	036	TA-Modulator 15	150	13,8	3.5	TA-Slider 160	400
FC1	038	TA-Modulator 15	150	13,8	3.5	TA-Slider 160	400
FC1	042	TA-Modulator 15	150	13,8	3.5	TA-Slider 160	400
FC1	044	TA-Modulator 15	150	13,8	3.5	TA-Slider 160	400
FC1	046	TA-Modulator 15	150	13,8	3.5	TA-Slider 160	400
FC1	048	TA-Modulator 15	150	13,8	3.5	TA-Slider 160	400
FC1	051	TA-Modulator 15	150	13,8	3.5	TA-Slider 160	400
FC1	053	TA-Modulator 15	150	13,8	3.5	TA-Slider 160	400
FC1	055	TA-Modulator 15	150	13,8	3.5	TA-Slider 160	400
FC1	057	TA-Modulator 15	150	13,8	3.5	TA-Slider 160	400
FC1	061	TA-Modulator 15	150	13,8	3.5	TA-Slider 160	400
FC1	063	TA-Modulator 15	150	13,8	3.5	TA-Slider 160	400
FC1	065	TA-Modulator 15	150	13,8	3.5	TA-Slider 160	400
FC1	067	TA-Modulator 15	150	13,8	3.5	TA-Slider 160	400
FC2	007	TA-Modulator 20	534	14	4.5	TA-Slider 160	400
FC2	007	TA-Modulator 20	534	14	4.5	TA-Slider 160	400
FC2	007	TA-Modulator 20	534	14	4.5	TA-Slider 160	400
FC2	006	TA-Modulator 15	451	14,9	9	TA-Slider 160	400
FC2	006	TA-Modulator 15	451	14,9	9	TA-Slider 160	400
FC2	004	TA-Modulator 15	410	14,9	8.5	TA-Slider 160	400
FC2	003	TA-Modulator 15	451	14,9	9	TA-Slider 160	400
FC2	003	TA-Modulator 15	451	14,9	9	TA-Slider 160	400
FC2	003	TA-Modulator 15	451	14,9	9	TA-Slider 160	400
FC2	003	TA-Modulator 15	451	14,9	9	TA-Slider 160	400
FC2	002	TA-Modulator 15	410	14,9	8.5	TA-Slider 160	400
FC2	017	TA-Modulator 15	410	14,9	8.5	TA-Slider 160	400
FC3	E19	TA-Modulator 15	375	14,8	8	TA-Slider 160	400
FC3	E21	TA-Modulator 15	375	14,8	8	TA-Slider 160	400
FC3	E16	TA-Modulator 15	269	14,3	6	TA-Slider 160	400
FC3	E09	TA-Modulator 15	269	14,3	6	TA-Slider 160	400
FC3	E11	TA-Modulator 15	269	14,3	6	TA-Slider 160	400
FC3	E14	TA-Modulator 15	269	14,3	6	TA-Slider 160	400
FC3	E06	TA-Modulator 15	269	14,3	6	TA-Slider 160	400
FC3	E08	TA-Modulator 15	269	14,3	6	TA-Slider 160	400
FC3	E04	TA-Modulator 15	269	14,3	6	TA-Slider 160	400
FC3	E01	TA-Modulator 15	269	14,3	6	TA-Slider 160	400

3.5. Gépházi berendezéske kiválasztása

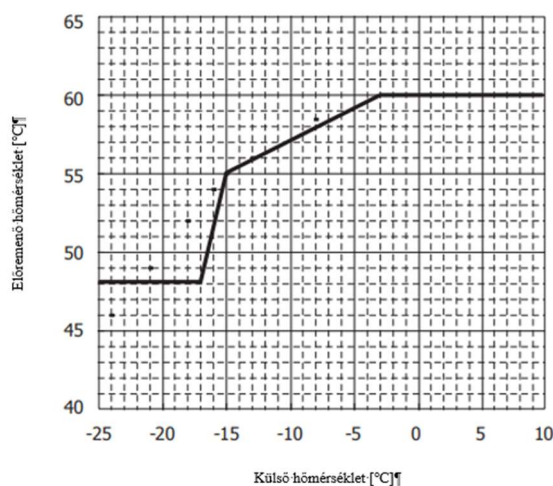
Hőtermelő kiválasztása

A hőtermelő kiválasztásnál elsődleges szempont volt, hogy modern és energiatakarékos hőtermelőt válasszak a rendszer hőenergia ellátásához, amivel ki lehet aknázni a megújuló energiaforrásokat és megoldható vele az épület fűtése- és hűtése is. Levegő-víz hőszivattyút választottam, mivel jelenleg ezek a berendezések a legelterjedtebbek és a bekerülési költsége is alacsonyabb egy talajszondás rendszerhez viszonyítva.

A levegő-víz hőszivattyúknak azonban nagy hátrányuk, hogy a külső levegő lehűlésével a leadott teljesítményük is csökken. Ha túlméretezéssel próbáljuk meg ezt kompenzálni, akkor a hőszivattyú ki-be fog kapcsolni és ez a berendezés korai meghibásodásához vezethet.

Éppen ezért kaszkád rendszert terveztem, aminek lényege, hogy egy nagy teljesítményű berendezés helyett több kis teljesítményű berendezést használunk párhuzamosan kapcsolva. Így nagyobb fűtési- és hűtési teljesítmény tartományt lehet kezelni.

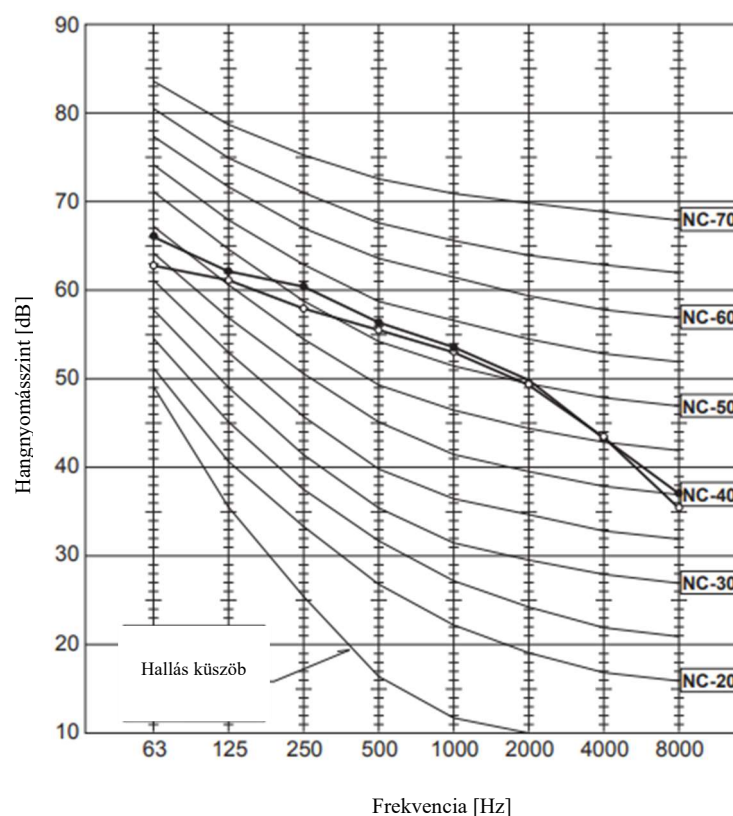
A választásom a **Mitsubishi Electric ECODAN Zubadan MC.46HZ PACK7** kaszkád rendszerre esett. Ez három darab PUAZ-SHW230YKA ZUBADAN hőszivattyú kültéri egységből és három darab ERSE-YM9EC Ecodan Hydromodul beltéri egységből áll.



34. ábra PUAZ-SHW230YKA ZUBADAN hőszivattyú előremenő hőmérséklet alakulás külső hőmérséklet függvényében (ECODAN Zubadan Kaszkád Rendszerek) nyomán

A hőszivattyú R410a jelű hűtőközeggel működik melynek GWP értéke 1975. A hűtőközeg töltet mennyisége 7,7 [kg] berendezésenként. Az R410a előnye, hogy egy A1 biztonsági osztályba sorolt hűtőközeg, azaz atmoszférikus nyomáson nem gyúlékony, ámbar magas hőmérsékleten képes elbomlani, aminek hatására mérgező gázok szabadulhatnak fel. További kellemetlen tulajdonsága, hogy nehezebb a levegőnél, így szivárgás esetén a talaj közelében képes összegyűlni. Nagy hűtőközeg koncentráció kitettség esetén idegrendszeri problémák, fejfájás, zavaradottság, akár eszméletvesztés is előfordulhat. Éppen ezért fontos a szivárgást rendszeresen detektálni.

A 37. ábrán látható, hogy hogyan alakul a hangnyomásszint a kültéri egységtől 1 [m] távolságban.



35. ábra Hangnyomás szint alakulása (ECODAN Zubadan
Kaskád Rendszerek)

A hőszivattyú azonban alacsony környezeti hőmérsékleten már nem képes gazdaságosan előállítani az épület fűtéséhez szükséges hőteljesítményt. Éppen ezért egy **Vaillant ecoTEC VU 806** kondenzációs gázkazánt is kiválasztottam a rendszerhez. Így a két hőtermelő bivalens-alternatív üzemmódban üzemel, ahol alacsony környezeti hőmérséklet mellett a kondenzációs gázkazán biztosítja a szükséges hőteljesítményt.

Biztonsági szelep méretezése

A biztonsági szelep feladata a fűtési- és hűtési rendszerekben az, hogy meggátolja a rendszer vízdali nyomásának veszélyes növekedését. Azaz a biztonsági szelep elengedi a nyomást az előtt, hogy a rendszer leggyengébb eleme megsérülne a nagy nyomás következtében. A szelepet a hőtermelő közelében kell elhelyezni úgy, hogy esetleges nyitása esetén a kiáramló víz ne okozzon további károkat, de fontos, hogy a kiáramló víz észrevehető legyen.

A rendszer leggyengébb pontja a hőszivattyú. A megengedett legnagyobb üzemi nyomása 3 [bar]. Így a biztonsági szelep megszólalási nyomása a következőképpen határoztam meg:

$$p_{biz} = p_{min} - 0,5 = 3 - 0,5 = 2,5 \text{ [bar]}$$

Ahhoz, hogy a rendszer nyomása minél gyorsabban csökkeni tudjon, szükség van egy minimális lefűvási keresztmetszetre, melyet a következő képlettel számoltam ki:

$$A_0 = \frac{Q}{K * \alpha_w} = \frac{140}{1,12 \cdot 0,78} = 160,26 \text{ [mm}^2\text{]}$$

ahol:

- A_0 A biztonsági szelep minimális lefűvási felülete [mm²]
- Q A fűtési teljesítmény [kW]
- K Konstans tag [-]
- α_w Átfolyási tényező [kW/mm²]

13. táblázat Nyitónyomás konstans tagja és átfolyási tényezője

Nyitónyomás [bar]	K [-]	α_w [kW/mm ²]
0,5	0,5	0,61
1	0,67	0,69
1,5	0,82	0,74
2	0,97	0,76
2,5	1,12	0,78
3	1,26	0,78
3,5	1,41	0,78

Ezek alapján a kiválasztott biztonsági lefűvató szelep egy **Flamco Prescor biztonsági szelep 3/4" - 1", 2,5 bar**.

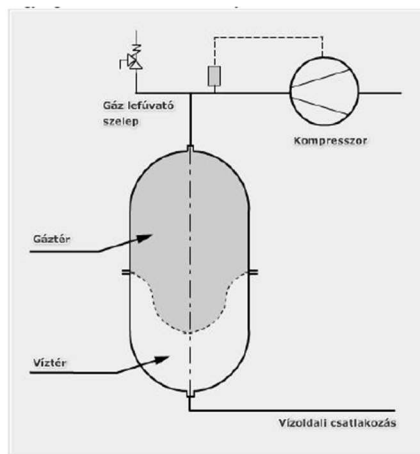
Nyomástartás

Az épületgépészeti rendszerekben a nyomástartó berendezések fontos feladatokat látnak el. A közvetítő közeg térfogatváltozásából adódó nyomásváltozást kompenzálják úgy, hogy felveszik a tágult térfogatot. A statikus nyomás tartásával meggátolják a levegő beszivárgását a rendszerbe, ezzel csökkentve a korróziót. Ezen felül meghatározzák a rendszer nullpontját. A nyomástartó berendezéseket két csoportba lehet osztani:

- állandó nyomású berendezések
- változó nyomású berendezések

A változó nyomású berendezéseknek azonban vannak korlátai: egy adott rendszerteljesítmény és tágult térfogat fölött már nem gazdaságosak, illetve nagy tágult térfogat esetén a tartályok helyszükséglete jelentősen megnőhet.

Mivel az épület adottságainak köszönhetően csak kis hely áll rendelkezésre a gépházban, valamint az állandó nyomású berendezések precízebb nyomástartást tesznek lehetővé, a tervezés során ilyen gépet választottam a nyomástartás biztosítása érdekében. Ezen belül is kompresszoros nyomástartó egységet, ami a tágulási tartály légoldalán egy kompresszor, és egy mágnesszelep segítségével állandó nyomást tart. Felépítése a 38. ábrán látható



36. ábra Kompresszoros nyomástartó berendezés elvi felépítése (Baumann, Épületenergetika, 2012)

A méretezés első lépésként meghatároztam a p_0 nyomást a következők szerint:

$$p_0 = p_{st} + 0,3\text{bar} = 0,6 + 0,3 = 0,9 [\text{bar}]$$

ahol:

- p_0 „előfeszítési nyomás” [bar]
- p_{st} a berendezés felett lévő vízoszlop statikus nyomása [bar]

Ezt követően meghatároztam a rendszer kezdeti nyomását, ami jelen esetben a kompresszor bekapcsolási nyomásával megegyezik:

$$p_a = p_0 + 0,3\text{bar} = 0,9 + 0,3 = 1,2 [\text{bar}]$$

ahol:

- p_a kezdeti nyomás [bar]

Ezt követően meghatároztam a tágult térfogatot az EN 12828 szabvány alapján. Ez a rendszertérfogat és az úgynevezett „e” tágulási koeficiens tényező szorzata, ami a víz hőmérséklet függvénye.

A koeficiens tényezőt a legmagasabb hőmérséklet alapján vettem figyelembe:

$$V_e = V_a \cdot e = 4500 [\text{l}] \cdot 0,0171 = 76,9[\text{l}]$$

ahol:

- V_e tágult térfogat [l]
- V_a rendszer térfogat [l]
- e tágulási koeficiens tényező [-] (értéke 60°C hőmérsékleten 0.0171)

A tágult térfogathoz még hozzáadtam egy tartalék térfogatot, melynek értéke az EN 12828 szabvány szerint a rendszer térfogat 0,5%-a. Értéke a következőképpen alakult:

$$V_{tar} = V_a \cdot 0,005 = 4500[\text{l}] \cdot 0,005 = 22,5[\text{l}]$$

ahol:

- V_a rendszer térfogat [l]

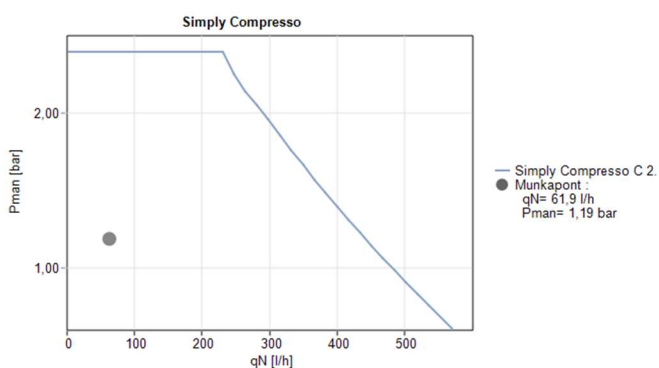
A nyomásfaktor értéke állandó nyomású berendezéseknél 1,1. Így a szükséges tartálytérfogat e szerint alakul:

$$VN = (V_e + V_{tar}) \cdot PF = (76,9 + 22,5) \cdot 1,1 = 109,34[\text{l}]$$

ahol:

- VN szükséges névleges térfogat [l]
- V_e tágult térfogat [l]
- V_{tar} tartalék térfogat [l]

A kompresszoros egység kiválasztása a p_0 előfeszítési nyomásból és a szállított térfogatáramból történt, ami a 39. ábrán látható. A kiválasztott berendezés egy **Simply Compresso C2.1 -80 S** kompresszoros nyomástartó berendezés, 80 literes kiegészítő tartállyal.



37. ábra Simply Compresso C2.1 -80 s jelleggörbe

A berendezés p_a kezdeti nyomás és p_e végnyomás között tartja a nyomást, ami kisebb, mint a p_{sv} biztonsági szelep megszólalási nyomása. Tehát a kiválasztott berendezés a nyomástartási feladatra megfelelő.

Puffertároló

A puffertároló a hőszivattyús rendszerekben hőenergia tartalékot képez. Alkalmazása jobb hatásfokot biztosít, és védi a hőszivattyú kompresszorát a gyakori ki-be kapcsolásoktól, és a túl magas, vagy túl alacsony fordulatszámú működéstől.

A puffertartályt a kompresszor minimális működési ideje alapján választottam ki, az alábbiak szerint:

$$m = \frac{Q}{c \cdot \Delta t} \cdot T = \frac{65}{4,186 \cdot 5} \cdot 180 = 559[kg] \approx 559[l]$$

ahol:

- m puffert űrtartalom[kg]
- Q rendszer teljesítmény [kW]
- Δt megengedett előremenő hőmérséklet emelkedés [K]
- T kompresszor minimális működési ideje [s]

A minimális puffer tároló térfogata 559 [l].

3.6. Víz- és csatornázás

3.6.1. Vízellátás

Az élet nélkülözhetetlen eleme a víz, életünk elképzelhetetlen lenne nélküle. A napi vízszükségletünk ma már nem csak a létfenntartáshoz kapcsolódik, hanem mindennapjaink szerves részévé vált a napi tisztálkodás, a ruhák- és edények tisztítása, stb. során. Éppen ezért fontos a vízhálózat tervezése során megfelelő körültekintéssel- és a szabványok pontos betartásával törekedni a legjobb megoldásokra. A vízhálózat tervezése az MSZ-04-132-1991 szabvány alapján történt.

A rendszer kialakítása

A rendszer nyomvonalát és a csővezeték anyagát úgy határoztam meg, hogy az a szabványban rögzített kritériumoknak megfeleljen. A gerincvezeték álmennyezetben fut, az ágvezetékek falhoronyban, párazáró szigeteléssel. Az ágvezetékek soros rendszerben kerültek kialakításra, azaz a csapolók egymás után egy ágvezetékre lettek felfűzve. Ennek köszönhetően a legutolsó csapoló megnyitása esetén az ágvezeték összes csapolóján átáramlik a víz, így kerülve el a pangó vizet, ezzel is csökkentve a Legionella fertőzés kockázatát. A fogyasztó berendezések előtt fali elzáró, míg a csoportok előtt golyós elzárószerelvény került betervezésre.

A vízszolgáltatótól kapott adatok alapján a rendelkezésre álló közműnyomás 4,0 [bar]. A mértékadó csapolónál a minimális kifolyási nyomás 1,0 [bar]. A méretezés során a következő maximális áramlási sebességeket vettem figyelembe:

- bekötő- és alapvezetékben 2,5 m/s
- felszállókban 1,5 m/s
- ágvezetékben 1,5 m/s
- csendet igénylő épületek vezetékeiben 0,5...1,0 m/s

Melegvízhálózat esetén a hidraulikai méretezés mellett hőfoktartás szempontjából is méretezni kell a rendszert, melynek legalacsonyabb hőmérséklete nem lehet kisebb, mint 40°C, és nem haladhatja meg az 55°C-t. Ezt szigeteléssel és cirkulációs hálózattal lehet elérni. A melegvíz cirkuláltatásával a tartós lehűlés mellett a pangó vizet is el lehet kerülni a rendszerben.

Vízigény meghatározása

Az épület napi vízigényének meghatározása azt a célt szolgálja, hogy a várható/becsült vízigényt a vízszolgáltatóval egyeztetni lehessen. Ennek meghatározása a szolgáltató számára fontos, annak érdekében, hogy elbírálja, hogy megvan-e a kellő kapacitás az épület vízigényének kiszolgálására.

A vízigényt az MI-10-158-1 Műszaki Irányelv (1992) alapján a következő képlettel határoztam meg:

$$V = V_l + V_{nl} + V_e$$

ahol:

- V az építmény teljes átlagos, napi vízigénye [m^3/nap]
- V_l lakó és szállás jellegű építmény átlagos, napi vízigénye [m^3/nap]
- V_{nl} egyéb építmények átlagos, napi vízigénye [m^3/nap]
- V_e egyéb nem fejadagra és főre vonatkozó fogyasztások vízigénye [m^3/nap]

$$V_l = a \cdot f \cdot \frac{1}{1000}$$

ahol:

- V_l lakó és szállás jellegű építmény átlagos, napi vízigénye [m^3/nap]
- a napi fejadag [$\text{l}/\text{fő}, \text{nap}$]
- f fők szám az épületben [fő]

$$V_{nl} = a \cdot f^* \cdot \frac{1}{1000}$$

ahol:

- V_{nl} egyéb építmények átlagos, napi vízigénye [m^3/nap]
- a napi fejadag [$\text{l}/\text{adag}, \text{nap}$]
- f^* vendéglátóüzem esetén az adagok száma

$$V_{nl} = a \cdot f^{**} \cdot \frac{1}{1000}$$

ahol:

- V_e egyéb nem fejadagra és főre vonatkozó fogyasztások vízigénye [m^3/nap]
- a napi fejadag [$\text{l}/\text{m}^2, \text{nap}$]
- f^{**} felületre vonatkozó fajlagos fogyasztási értékek

14. táblázat Vízfogyasztás MI-10-158-1 Műszaki Irányelv (1992) alapján

Funkció	a		f		V [l/nap]
Szálloda, ágyanként	120	l/nap	30	ágy	3600
Étterem konyhával adagonként	80	l/nap	44	adag	3520
Burkolt közlekedési felületek tisztántartása	2	l/m ²	800	m ²	1600
Összeg					8,72[m³/nap]

Hidraulikai méretezés

A vízhálózat hidraulikai méretezése az MSZ-04-132-1991 szabvány alapján történt. A felhasználható nyomás a közműnyomás, a geodetikus nyomás, a kifolyási nyomás és a rendszernyomás különbsége.

Így a felhasználható nyomás a következőképpen alakult:

$$p = p_{\bar{u}} - p_m - p_v - p_{sz} - p_k$$

$$p = 4 - 0,6 - 0,5 - 0,3 - 1 = 1,6 \text{ [bar]}$$

ahol:

- p felhasználható nyomás [bar]
- $p_{\bar{u}}$ rendelkezésre álló közmű nyomás [bar]
- p_m geodetikus magasságból származó nyomásveszteség [bar]
- p_v vízmérő ellenállása [bar]
- p_{sz} szűrő ellenállása [bar]
- p_k kifolyási nyomás [bar]

A rendszernyomás a súrlódási nyomásveszteség, és az alaki ellenállások nyomásesésének összege. Ez alapján:

$$p = p_s + p_a$$

ahol:

- p_s súrlódás legyőzésére fordítható nyomás [bar]
- p_a alaki ellenállásból származó nyomásveszteség [bar]

A vízfogyasztás csúcstértékének meghatározása a bekötővezeték pontos méretezése miatt szükséges, amit az MSZ-04-132:1991 szabvány alapján az alábbi képlettel számoltam ki:

$$q_v = \alpha \cdot 0,2 \cdot \sqrt[n]{\sum N}$$

ahol:

- q_v térfogatáram csúcsérték [l/s]
- α épületfunkciótól függő tényező - 2,5 szállodák esetében –
- a egyfőre eső napi vízfogyasztás irányérték
- Σn fogyasztóhelyek egyenértékű fogyasztásainak összege

15. táblázat Csapoló egyenértékek az épületben

Berendezés	N	db	ΣN
Kézmosó, mosdó	0,5	42	21
Zuhany	1	32	32
WC (tartály)	0,25	35	8,75
Mosogatógép, mosógép	1	5	5
Mosogató	1,5	4	6
Összeg			72,75

A rendszer hidraulikai méretezése a fűtési- és hűtési rendszer hidraulikai méretezéséhez hasonlóan történt. A rendszert szakaszokra bontottam úgy, hogy egy szakaszon belül sem a csőméret, sem az áramlási sebesség nem változott. A fajlagos súrlódási nyomásesés és a szállított térfogatáram alapján határoztam meg a cső átmérőket, úgy, hogy a megengedett áramlási sebességek ne lépjék át a megengedett maximális értéket.

16. táblázat Vízhálózat mértékadó nyomásvesztesége

Szakasz szám	d [mm]	L [m]	q [l/s]	Zeta	dP_{ϕ} [kPa]	v [m/s]
1. szakasz	50	6	2,23	3,2	3,5	1,1
2. szakasz	50	9,5	2,13	3,2	4	1,04
3. szakasz	50	3	2,1	0,8	1,1	1,03
4. szakasz	50	12,5	20,3	0,8	3,2	1
5. szakasz	50	12,5	1,81	1,4	2,8	0,89
6. szakasz	40	15	1,56	1,4	8,8	1,31
7. szakasz	40	12	1,26	1,4	4,9	1,06
8. szakasz	32	0,5	0,87	2,1	1,4	1,08
9. szakasz	25	0,2	0,59	4,7	3,2	1,14
10. szakasz	25	2,5	0,46	12,2	5,9	0,89
11. szakasz	20	2,8	0,4	3,8	7	1,37
12. szakasz	20	2	0,37	4,1	5,3	1,26
13. szakasz	20	1,1	0,29	5,9	3,6	0,99
14. szakasz	15	2	0,19	7,2	5,9	1,04
15. szakasz	15	2,8	0,13	10,6	4,2	0,71

Ezt követően ellenőriztem, hogy a már meghatározott csőátmérők és áramlási sebességek ismeretében, milyen alaki ellenállások vannak a rendszerben. Végül ellenőriztem, hogy a súrlódási- és alaki ellenállások összege kisebb-e mint, a felhasználható nyomás.

$$p \geq p_s + p_a$$

ahol:

- p_s súrlódás legyőzésére fordítható nyomás [bar]
- p_a alaki ellenállásból származó nyomásveszteség [bar]

3.6.2. Melegvítároló méretezés

A tároló méretének kiválasztásához a melegvízigényt kellett meghatároznom első lépésként, mivel a használati melegvízigénynek a nagysága időben ingadozó. Az épületben a vízfogyasztás tartós üzemidejűnek tekinthető, de napszak függvényében erősen változó, mivel az esti és a reggeli tisztálkodási időszakokkal összefüggésben lévő csúcsfogyasztás nagy mértékben eltér az átlagos fogyasztástól, és éppen ezért melegvítárolóra van szükség.

A melegvízzel szemben számos hőmérsékleti értéket figyelembe kellett vennem a tervezés során:

- A csapolónál legalább 40-42°C-os legyen a víz hőmérséklete.
- A csapolónál legfeljebb 50-55°C-os legyen a víz hőmérséklete.
- A tárolóban a víz hőmérséklete legfeljebb 60-65°C-os legyen.

A Legionella baktérium elszaporodásának megakadályozása érdekében bizonyos időközönként termikus fertőtlenítésre van szükség a rendszerben. Ez azt jelenti, hogy a fertőtlenítés alatt a melegvíz hőmérsékletét 70°C-ra kell megemelni, ugyanis a Legionella baktérium ezen a hőmérsékleten azonnal elpusztul.

A szükséges melegvítároló méretét a Viessmann központi használati melegvíz készítés tervezési segédlete (DIN 4708 szabvány 2.) alapján a következő képlettel határoztam meg:

$$V = \frac{860 \cdot \sum(n \cdot Q_{hmax}) \cdot \phi_n \cdot \phi_2 \cdot Z_A}{(Z_A + Z_B) \cdot (T_a - T_e) \cdot a}$$

ahol:

- Q_{hmax} teljesítmény csapolási helyenként [kWh]
- n szobák száma
- ϕ_n használati tényező
- ϕ_2 életszínvonal tényező
- Z_A felfűtési idő [h]
- Z_B a melegvíz-csúcsszükséglet időtartama [h]
- T_a tároló-víz hőmérséklet [$^{\circ}\text{C}$]
- T_b hidegvíz bemenő hőmérséklete [$^{\circ}\text{C}$]
- a 0,8; a tároló töltési állapotát jellemző tényező

17. táblázat A használati melegvíz készítés hőszükséglete

A szoba fajtája	Csapolási hely	db	$Q_{h \max}$ [kWh]	$\sum Q_{h \max}$ [kWh]
Kétágyas szoba	Mosdó	20	1,2	24
	Zuhanyzó	20	4,5	90
Apartman	Mosdó	10	1,2	12
	Zuhanyzó	10	4,5	45
Konyha	Kézmósó	4	0,35	1,4
	Mosogató	4	1,16	4,64
Összeg				177,04

18. táblázat Használati tényező (egyidejűség) táblázat

Szobák száma	1-5	16-36	35-75	76-300
ϕ_n	1	0,9-0,7	0,7-0,6	0,6-0,5

19. táblázat Életszínvonal-tényező táblázat

Szálloda kategóriája	Normál	Jó	Felső
ϕ_2	1	0,9-0,7	0,7-0,6

$$V = \frac{860 \cdot 177,04 \cdot 0,7 \cdot 1 \cdot 1,5}{(1,5 + 2) \cdot (55 - 10) \cdot 0,8} = 1268,5 \text{ l}$$

A tároló felfűtéséhez szükséges teljesítményt szintén a Viessmann központi használati melegvíz készítés tervezési segédlete (DIN 4708 szabvány 2.) alapján tudtam kiszámolni:

$$Q = \frac{V \cdot c \cdot (T_a - T_e)}{Z_A}$$

ahol:

- Q fűtési teljesítmény [kW]
- V tároló űrtartalma [l]
- Z_A felfűtési idő [h]
- T_a tároló-víz hőmérséklet [°C]
- T_b hidegvíz bemenő hőmérséklete [°C]

$$Q = \frac{1500 \cdot 4,195 \cdot (55 - 10)}{1,5} = 52,5 \text{ kW}$$

3.6.3. Cirkulációs rendszer

A melegvíz-hálózat fogyasztási szünetekben, vagy kis fogyasztású időszakokban kialakításából adódóan lehűl. Ezt a lehűlést komfort, egészségügyi és energetikai megfontolásokból célszerű megakadályozni. Ezért a rendszer tervezésekor cirkulációs hálózatot terveztem, amely fogyasztási szünetekben cirkuláltatja a melegvíz-hálózaton keresztül a vizet, ezzel megakadályozza a lehűlését.

A cirkulációs hálózat kialakításával a célom a rendszer energiahatékonyságának növelése, a vízpazarlás csökkentése, valamint a Legionella baktérium elszaporodásának megakadályozása volt.

A DVGW W551-es előírásban a használati melegvíz-hálózat lehűlésének maximálisan megengedett értéke 5°C. Ezért az előremenő vezetékben a megengedett lehűlés értéke 2°C ezzel tartható a DVGW W551-es előírásban megfogalmazott maximális lehűlés mértéke.

A cirkulációs hálózat méretezése a DVGW W553 előírásai szerint történt, egyszerűsített eljárással. Az egyszerűsített eljárás és a részletes eljárás egymás alternatívájaként alkalmazható, de egyszerűsített eljárás esetén az előírás néhány közelítést és egyszerűsítést enged meg.

A méretezés első lépéseként minden csőszakasz lehűlését figyelembe vettem a fajlagos csővezetéki hőveszteség alapján, melynek értéke $q=11$ [W/m] falon kívül szerelt csővezeték esetén, $q=7$ [W/m] falhoronyba vezette csővezeték esetén.

$$\sum Q_i = \sum l_i \cdot q_i$$

ahol:

- Q_i csővezeték hálózat teljes lehűlése [W]
- l_i csőhálózat hossza [m]
- q_i fajlagos csővezetéki hőveszteség [W/m]

A csővezetékek hőveszteségének meghatározása során minden szakasz hőveszteségét figyelembe vettem, majd a fentebb látható képlet alapján összegeztem. Az így kapott lehűlés mértéke 1648 [W].

A cirkulációs tömegáramot a csővezetékek lehűléséből, és a DVGW W553 előírás szerint megengedett 2°C lehűlés alapján határoztam meg az alábbi összefüggéssel:

$$\dot{m}_{cirk} = \frac{\sum Q_i}{c \cdot \Delta t_{meg}}$$

ahol:

- $\dot{m}$ cirkulációs tömegáram [kg/s]
- Q_i csővezeték hálózat teljes lehűlése [W]
- Δt_{meg} az előremenő vezetékben a megengedett lehűlés [°C]

A fenti képlet alapján kiszámítottam a cirkulációs tömegáramot, melynek az értéke 289 [l/h].

Az előremenő vezeték elágazásánál a cirkulációs tömegáram megoszlásának aránya a vezetékszakaszok lehűlésétől függ. Ennek meghatározása az alábbi összefüggés alapján történt:

$$\dot{m}_A = \dot{m}_{cirk} \frac{Q_A}{Q_A + Q_B}$$

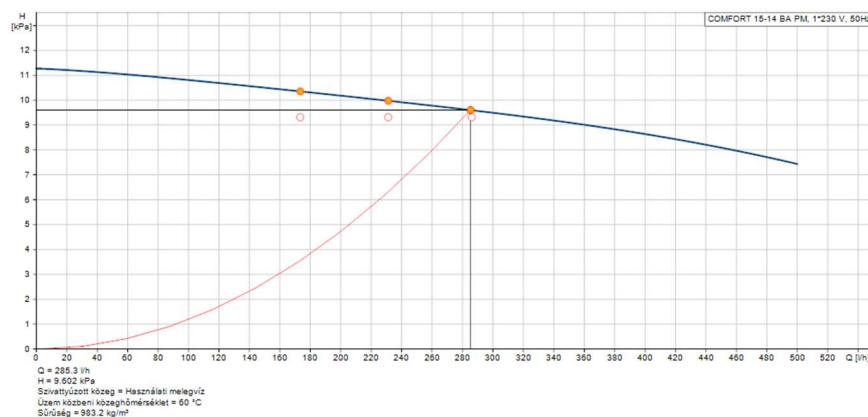
$$\dot{m}_B = \dot{m}_{cirk} \frac{Q_B}{Q_A + Q_B}$$

ahol:

- $\dot{m}_A$ A szakasz cirkulációs tömegáram [kg/s]
- $\dot{m}_B$ B szakasz cirkulációs tömegáram [kg/s]
- $\dot{m}$ cirkulációs tömegáram [kg/s]
- Q_A csővezeték hálózat teljes lehűlése az A szakaszon[W]
- Q_B csővezeték hálózat teljes lehűlése a B szakaszon[W]

A tömegáramok ismeretében meghatároztam a cirkulációs vezeték átmérőit, a megengedett áramlási sebesség alapján (0,2-0,5 m/s). Ezt követően elvégeztem a rendszer hidraulikai méretezését. A méretezést csak a cirkulációs vezetékre végeztem el, ugyanis a DVGW W553 előírás megengedi ezt az egyszerűsítést. Mivel az előremenő vezeték jellemzően több mérettel nagyobb a cirkulációs vezetéknél, így ott az áramlási sebesség és a súrlódási nyomásesés is kisebb. A teljes rendszer nyomásvesztése a súrlódási nyomásvesztésnek az 1,2-1,4 szerese.

Ezek alapján a cirkulációs tömegáram 289 [l/h] és a rendszer nyomásvesztése 10[kPa]. A választott szivattyú GRUNDFOS COMFORT 15-14 BA PM.



38. ábra Cirkulációs szivattyú jelleggörbe

3.6.4. Csatornázás

A csatornahálózat tervezése az MSZ EN 12056 szabvány alapján történt. A tervezett csatornahálózat gravitációs üzemű, azaz a szennyvíz a magasságkülönbség miatt létrejövő gravitációs erőt használja ki az áramláshoz.

A mértékadó csatornaterhelést a következő képlettel határoztam meg:

$$Q_{ww} = K \cdot \sqrt{\sum DU}$$

ahol

- Q_{ww} szennyvíz térfogatáram [l/s]
- K lefolyási jelzőszám (értéke szállodák esetén 0,7)
- DU csatlakozási értékeinek az összege

20. táblázat A berendezések nyelő egység egyenértékei

A berendezési tárgy	DU [l/s]
Mosdó, bidé	0,5
Zuhany leeresztő-szeleppel	0,8
WC 9 l-es öblítőtartállyal	2,5
Mosdó	0,5
Konyhai mosogató	0,8
Padlóösszefolyó, DN 50	0,8

Ez alapján a hotelszobák mértékadó szennyvízterhelése 1,36 [l/s], a konyha mértékadó szennyvízterhelése 2,05 [l/s]. Az ágvezetékek méretezése a 20. táblázat alapján történt.

20. táblázat Szellőzés nélküli ágvezeték méreteihez rendelt szennyvízterhelés értéke (Lehmann, 2002)

Q_{max} [l/s]	I. jelű rendszer	II. jelű rendszer	III. jelű rendszer	IV. jelű rendszer
	DN	DN	-	DN
0,4	*	*		30
0,5	40	40		40
0,8	50	50		*
1	60	60		50
1,5	70	70		60
2	80	80		70
2,25	90	90		80
2,5	100	100		100

4. Összefoglalás

Diplomadolgozatom témája egy hotelépület épületgépészeti tervezése volt, mely során megterveztem az épület fűtését, hűtését, vízellátást és csatornázást. Ismertettem a méretezési eljárásokat, valamint a méretező szoftvereket, melyeket felhasználtam a tervezés során.

A szakirodalmi áttekintés során megvizsgáltam a hőszivattyúkkal kapcsolatos európai- és magyarországi irányelveket és szabályozásokat, továbbá a hőszivattyúk felépítését, és működését tekintetem át. Arra a következtetésre jutottam, hogy az európai irányelvek arra sarkallják az épületgépész szakmát, hogy részesítsék előnyben a hőszivattyúk használatát az épületek hűtésére, fűtésére és a melegvíz termeléséhez. Mivel az épületgépész szakmát jelentősen érintik korunk nagy problémái, mint az energiaválság, a globális klímaváltozás és az energiafüggőség, ezért a szakma folyamatosan keresi az újítási lehetőségeket. Ebből kifolyólag a tervezés során az épület fűtését és hűtését hőszivattyú berendezéssel oldottam meg.

A felsorolt pozitívumok ellenére arra is fény derült, hogy a hőszivattyúk felhasználásának is vannak még korlátai. Például a hűtőközegek egyre szigorúbb szabályozása, vagy a gyenge épületenergetikai mutatókkal rendelkező épületekben való felhasználása.

A hotelépület épületgépészeti tervezése során az energiahatékonyság érdekében hőszivattyú- és kondenzációs gázkazán bivalens-alternatív rendszerét terveztem. Így alacsony külső léghőmérséklet mellett a kondenzációs gázkazán biztosítja a szükséges hőtéljesítményt. Ezzel biztosítva, hogy a hőszivattyú mindig optimális körülmények között üzemelhessen. Az épület legnagyobb részében padlófűtést terveztem, mivel ez egy energiahatékony fűtési megoldás, ami az alacsony fűtővíz hőmérséklet miatt jól kombinálható hőszivattyús rendszerrel. Az épület hűtésére pedig fan-coil berendezéseket választottam.

Nagy hangsúlyt helyeztem a hidraulikai rendszer helyes kialakítására és a szabályozó körök méretezésére, ezzel is hozzájárulva az energiahatékony működéshez. Fontosnak tartottam, hogy a hőleadók besabályozása megfelelően és átgondoltan legyen kialakítva, mivel egy jól besabályozott rendszer nagymértékben képes csökkenteni a működési költségeket és a működési zavarokat. A besabályozás során meghatároztam a szelepek előbeállítását, így méretezési állapotban minden fogyasztónál rendelkezésre áll a tervezett

térfogatáram. Ezzel biztosítva azt, hogy méretezési állapotban minden helyiségben kialakulhat a kívánt belső hőmérséklet.

Azonban egy fűtési- vagy hűtési idényben csak ritkán fordul elő a méretezési állapot, így a hőleadók megfelelő szabályozását is biztosítottam. A szabályozó szelepek kiválasztásánál azt a célt tartottam szem előtt, hogy részterhelés esetén se sérüljön a belső komfort, mindemellett a szabályozás ne okozzon a rendszerben működési zavarokat. Annak érdekében, hogy részterhelésnél a megemelkedett nyomáskülönbség ne okozzon gondokat, a rendszerben a fan-coil fogyasztókhoz nyomásfüggetlen szabályozó- és beszabályozó szelepet választottam, míg a padlófűtési rendszerbe nyomáskülönbség szabályozó szeleppárokat terveztem. Utóbbiak egy arányossági sávon belül állandó értéken tartják a nyomáskülönbséget, így a fogyasztói szelepeken nem nőhet meg túlzottan a nyomáskülönbség.

A fan-coil berendezéseknél fontosnak tartottam, hogy pontos hőmérséklet-szabályozást biztosítsak, ezzel is növelve a helyiségekben a komfortot. Ehhez olyan szabályozó szelepet választottam (TA-Modulator), ami módosított egyenszázalékos karakterisztikával rendelkezik. Ez ugyanis kompenzálja a hőcserélő jelleggörbéjét, az eredő jelleggörbe közel lineáris lesz, így biztosítja a kiváló szabályozást.

A egionella fertőzés kockázatának csökkentése, és a pangóvíz elkerülése érdekében a vízellátásnál a soros rendszerű kialakításra törekedtem. A vízpazarlás csökkentése, az energiamegtakarítás, és a Legionella baktérium fertőzés elkerülése érdekében cirkulációs rendszert is terveztem, mely a fentebb említett problémákra nyújthat megoldást. Annak érdekében, hogy a melegvíz ellátás ne okozzon gondot, kiválasztottam a megfelelő méretű melegvíz-tárolót.

Meglátásom szerint az európai irányelvek alapján az épületek fűtésére használt fosszilis tüzelőanyagot használó berendezések egyre inkább kiszorulnak a piacról, és előtérbe kerülnek a hőszivattyúk, és az egyéb megújuló energiaforrást használó berendezések. Ezzel hozzájárulva Európa karbonsemlegességéhez és energiafüggettségének csökkentéséhez. Egyre nagyobb az igény az energiahatékony épületekre, melyek az energiát nagy hatásfokkal tudják hasznosítani. Ehhez elengedhetetlen a rendszer megfelelő hidraulikai kialakítása és méretezése. Annak érdekében, hogy a belső komfort ne sérüljön és a rendszer részterhelés esetén is a legjobb hatásfokkal működhessen, fontos gondoskodni a megfelelő szabályozásról.

5. Summary

The topic of my thesis was the HVAC (heating, ventilation, and air conditioning) design of a hotel building, during I designed the heating, cooling, water supply, and drainage systems of the building. I presented the sizing methods as well as the sizing software that I used during the design process.

During the literature review, I examined the European and Hungarian guidelines and regulations related to heat pumps, as well as the structure and operation of heat pumps. I came to the conclusion that European guidelines encourage the HVAC industry to prefer the use of heat pumps for cooling, heating, and hot water production in the buildings. Since the HVAC industry is significantly affected by current major problems such as the energy crisis, global climate change, and energy dependence, the industry is constantly seeking innovation opportunities. Therefore, I used a heat pump system to solve the heating and cooling of the building during the design process.

Unfortunately heat pump has some disadvantages, for example it has limitations of the using, the requirements of the refrigerants are increasingly stringent and many of the buildings in Hungary has poor energy performance indicators.

During the HVAC design of the hotel building, I planned a bivalent-alternative system of a heat pump and a condensing gas boiler for energy efficiency. In case of low outdoor temperature, the condensing gas boiler provides the necessary heat output, ensuring that the heat pump can always operate under optimal conditions. I planned underfloor heating as it is an energy-efficient heating solution that can be well combined with a heat pump system due to the low heating water temperature. I selected fan coil units for the cooling of the building.

I placed great emphasis on designing the hydraulic system correctly and sizing the control circuits, thereby contributing to energy-efficient operation. It was essential to ensure that the regulation of the heat emitters was properly and thoughtfully designed, as a well-regulated system can greatly reduce operating costs and malfunctions. During the planning of the balancing, I determined the valve pre-settings so that the planned flow rate is available at each consumer in sizing conditions. This ensures that the desired internal temperature can be achieved in every room in sizing conditions.

However, during a heating or cooling season, the sizing state rarely occurs, so I ensured the proper control of heat emitters. When I selected the control valves, my goal was to ensure that the internal comfort is not compromised even under partial loads, while the

regulation does not cause any operational problems in the system. To prevent any problems caused by the increased pressure difference during partial loads, I chose pressure-independent control and balancing valves for the fan coil units, while I designed pressure regulating valve pairs for the underfloor heating system. The pressure difference control valves keep the pressure difference at a constant value within a proportional range.

In fan coil units, I considered accurate temperature regulation to be important, thereby increasing comfort in the rooms. To achieve this, I selected a pressure independent balancing and control valves (TA-Modulator) with a modified equal percentage characteristic. This compensates for the heat exchanger characteristic curve and the resulting curve is almost linear, ensuring excellent control.

To reduce the risk of Legionella infection and stagnant water, I designed a serial supply water system that ensures the frequent water exchange. I also designed a circulation system to reduce water waste, save energy, and prevent Legionella bacterial infections.

In my opinion, based on European directives, heating devices using fossil fuels for buildings are increasingly being phased out of the market and giving way to heat pumps and other devices that use renewable energy sources. This contributes to Europe's carbon and energy neutrality. There is a growing demand for energy-efficient buildings that can efficiently utilize energy. Proper hydraulic design and sizing of the system are essential for this. To ensure that internal comfort is not compromised and that the system can operate at its best efficiency even under partial load, it is important to ensure proper regulation.

NYILATKOZAT

a diplomadolgozat nyilvános hozzáféréséről és eredetiségéről

A hallgató neve: Toldi Patrik
A Hallgató Neptun kódja: XB0000
A dolgozat címe: Hotelépület épületgépészeti tervezése
A megjelenés éve: 2023.
A konzulens tanszék neve: Épületgépészeti és Energetikai Tanszék

Kijelentem, hogy az általam benyújtott diplomadolgozat egyéni, eredeti jellegű, saját szellemi alkotásom. Azon részeket, melyeket más szerzők munkájából vettem át, egyértelműen megjelöltem, s az irodalomjegyzékben szerepeltettem.

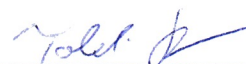
Ha a fenti nyilatkozattal valótlan állítottam, tudomásul veszem, hogy a Záróvizsga-bizottság a záróvizsgából kizár és a záróvizsgát csak új dolgozat készítése után tehetek.

A leadott dolgozat, mely PDF dokumentum, szerkesztését nem, megtekintését és nyomtatását engedélyezem.

Tudomásul veszem, hogy az általam készített dolgozatra, mint szellemi alkotás felhasználására, hasznosítására a Magyar Agrár- és Élettudományi Egyetem mindenkor szellemi tulajdonkezelési szabályzatában megfogalmazottak érvényesek.

Tudomásul veszem, hogy dolgozatom elektronikus változata feltöltésre kerül a Magyar Agrár- és Élettudományi Egyetem könyvtári repozitori rendszerébe.

Kelt: Budapest év 2023 hó 04 nap 30.



Hallgató aláírása

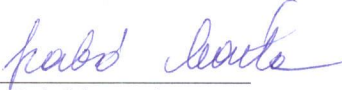
KONZULTÁCIÓS NYILATKOZAT

A **Toldi Patrik** (hallgató Neptun azonosítója: **XB0000**) konzulenseként nyilatkozom arról, hogy a diplomadolgozatot áttekintettem, a hallgatót az irodalmi források korrekt kezelésének követelményeiről, jogi és etikai szabályairól tájékoztattam.

A diplomadolgozatot a záróvizsgán történő védeésre javaslom / nem javaslom.

A dolgozat állam- vagy szolgálati titkot tartalmaz: igen nem

Kelt: 2023. év május hó 2. nap


Belső konzulens

6. Irodalomjegyzék

1. 2018/2001 EU irányelv. (2018. December 11.). Az Európai Parlament és a Tanács 2018/2001 irányelve a megújuló energiaforrásokból előállított energia használatának előmozdításáról.
2. 7/2006. (V. 24.) TNM rendelet az épületek energetikai jellemzőinek meghatározásáról.
3. 842/2006 EU rendelet. (2014. Április 16.). Az Európai Parlament és a Tanács rendelete a fluortartalmú üvegházhatású gázokról és a 842/2006/EK rendelet hatályon kívül helyezéséről EGT-vonatkozású szöveg.
4. Air Conditioning, Heating & Refrigeration News, (2004): Electronic Expansion Valves: The Basics, In: www.achrnews.com, 2004.07.28., <https://www.achrnews.com/articles/95056-electronic-expansion-valves-the-basics> (letöltve 2023.02.05.)
5. BÁNHIDI László - KAJTÁR László (2017): Válogatott fejezetek a komfortelmélet témaköréből. Akadémiai kiadó, Budapest
6. BAUMANN Mihály (2012): Épületenergetika. Edutus Főiskola
7. BAUMANN Mihály et al. (2009): Épületenergetika segédlet. PTE Pollack Mihály Műszaki Kar, Pécs
8. CICONKOV, Risto (2018): There is still no vision for sustainable solutions. International Journal of Refrigeration, Volume 86, 2018/2. 441-448.
9. CSIZMAZIA Gábor (2022): Adagolószervek. VGF&HKL szaklap, XXIII. évf.. 2022/9. 112-119.
10. CSOKNYAI István - DOHOLUCZKI Tibor (2013): Több, mint hidraulika. Herz Armatura Hungária Kft, Budapest
11. Danfoss (2017): How thermostatic expansion valves work, In: www.danfoss.com, 2017.12.05. <https://www.danfoss.com/en-us/service-and-support/case-stories/dcs/how-thermostatic-expansion-valves-work/> (letöltve: 2023.02.24.)
12. Ecodanshop : Zubadan hőszivattyú Műszaki adatok: In: www.ecodanshop.hu, https://www.ecodanshop.hu/images/dokumentumok/PUHZ-SHW_VHA_YHA_YKA%20Zubadan%20h%F5szivatty%FA%20M%FBszaki%20adatok%20EN.pdf (letöltve:20.23.04.15.)
13. Ecodanshop : Ecodan beltéri egységek Műszaki adatok: In: www.ecodanshop.hu, <https://www.ecodanshop.hu/images/dokumentumok/Ecodan%20belt%E9ri%20egys%E9gek%20M%FBszaki%20adatok%20EN.pdf> (letöltve:20.23.04.15.)
14. ERDŐSI Csaba (2022): Hőszivattyú és radiátor? Nem ördögtől való, de.... In: www.vgfszaklap.hu, 2022. augusztus 26. <https://www.vgfszaklap.hu/hirek/7041-hoszivattyu-es-radiator-nem-ordogtol-valo-de> (letöltve: 2023.02.20.)

15. ERDŐSI Csaba. (2022): Magas hőmérsékletű hőszivattyúk. VGF&HKL szaklap, XXIII. évf.. 2022/10. 54-57.
16. Oktoklima: Fan-coil rendszerek In: www.oktoklima.hu, , <https://www.oktoklima.hu/content/page/id/506> (letöltve:2023.04.05.)
17. HOMONNAY Györgyné et al. (2001): Épületgépészet 2000 Fűtéstechnika II. Épületgépészet kiadó Kft., Budapest, 833-856.
18. Hőszivattyú fűtés-hűtés ESTÉ-Credit Side Kf. (2023): Mi az a hőszivattyú?: In: www.rifeng-hoszivattyu.hu, 2023., <https://www.rifeng-hoszivattyu.hu/mi-az-a-hoszivattyu/> (letöltve:2023.03.22.)
19. Geo smart: Hőszivattyúk használata. In: gazdasagosenergia.hu, , <http://gazdasagosenergia.hu/article/150/Hoszivattyuk-hasznalata> (letöltve:2023.03.29.)
20. IMI Hydronic Engineering (2023): Calypso exact, In: www.imi-hydronic.com, 2023.01.01.,<https://www.imi-hydronic.com/hu/product/calypso-exact> (letöltve2023.04.01.)
21. IMI Hydronic Engineering (2023): Dynalux. In: www.imi-hydronic.com, 2023.01.01., <https://www.imi-hydronic.com/hu/product/dynalux> (letöltve: 2023.02.26.)
22. IMI Hydronic Engineering (2023): STAP. In: www.imi-hydronic.com, 2023.01.01.,<https://www.imi-hydronic.com/hu/product/stap> (letöltve20.23.03.18.)
23. IMI Hydronic Engineering (2023): TA-Modulator. In: www.imi-hydronic.com, 2023.01.01., <https://www.imi-hydronic.com/hu/product/ta-modulator> (letöltve20.23.03.18.)
24. ÍRÓ Béla. (2007): Hő- és áramlástan. Universitas-Győr Kht., Győr, 114-156.
25. JAKAB Zoltán et al. (2006): Kompresszoros hűtés I. Hűtő- és Klimatechnikai Vállalkozások Szövetsége, Budapest
26. JAKAB Zoltán et al. (2006): Kompresszoros hűtés II. Hűtő- és Klimatechnikai Vállalkozások Szövetsége, Budapest
27. JUHÁSZ László et al. (2020): Gyakorlati hűtéstechnikai ismeretek. Budapest
28. KAJTÁR LÁSZLÓ - KASSAI Miklós. (2022). Klimatechnika. Akadémiai Kiadó, Budapest
29. KOMLÓS Ferenc et al. (2009): Hőszivattyús rendszerek. Magánkiadás, Dunaharaszti
30. L. SZABÓ Gábor (2014): Energia hatékony áramlástechnikai gépek. Debreceni Egyetem, Debrecen
31. LANTOS Tivadar (2021). Ha elmarad a beszabályozás... VGF&HKL szaklap, XXII. évf.. 2021/12. 18-21.

32. LANTOS Tivadar (2022): Ammóniás kishűtőgépek. VGF&HKL szaklap, XXIII. évf.. 2022/7-8. 68-71.
33. LEHMANN János (2002): Szennyvíz ág- és ejtővezetékek méretezése és kialakítása az EN 12 056 szerint. Magyar épületgépészet, LI. évf.. 2002/1.25-28.
34. Magyar Energetikai és Közmű-szabályozási Hivatal. (2022). Éves adatok: In: www.mekh.hu, 2022.12.21. <http://www.mekh.hu/eves-adatok> (letöltve:2023.02.08.)
35. O. MCLINDEN, Mark - L. HUBER, Marcia. (2020): (R)Evolution of Refrigerants. Journal of Chemical & Engineering Data, 65 évf.. 2020/7. 4176–4193.
36. PAVKOVIĆ, Branimir (2012). Alkalmazott hőszivattyús rendszerek új és felújított épületeknél. Épületenergetika, HUHR/1001/2.2.1/0009
37. PURMO (2023): PURMO Lapradiátorok Műszaki katalógus és árlista. In: www.purmo.com, 2023.01.01. https://www.purmo.com/docs/PURMO_FHK_TDPL_2023_I_web.pdf (letöltve:2023.04.11.)
38. Refrigerants. (2013): ASHRAE HANDBOOK (old.: 715-726).
39. SCHREIER, Ursula et al. (2009): A hőszivattyú. Cser Kiadó, Budapest
40. SIEGENTHALER, John (2000): Water-To-Water Heat Pumps. www.pmengineer.com, 2000.09.28., <https://www.pmengineer.com/articles/84610-water-to-water-heat-pumps> (letöltve:2023.02.11.)
41. SOLTÉSZ Ilona - SZAKÁCS György (2011). Az épületek energiahatékonysága Uniós és hazai szabályozás. Wolters Kluwer Kft., Budapest
42. SWEP: Refrigeration handbook: In: www.swep.net, , <https://www.swep.net/refrigerant-handbook> (letöltve 2023.03.01)
43. SWEP: Electronic expansion valves: In: www.swep.net, , <https://www.swep.net/refrigerant-handbook/4.-expansion-valves/adf2/> (letöltve:2023.02.08.)
44. SZÁDÓCZKI Iván (2000): Lemezes hőcserélők az épületgépészetben. In: www.vgfszaklap.hu, 2000.09.15. <https://www.vgfszaklap.hu/lapszamok/2000/szeptember/113-lemezes-hocserelok-az-epuletgepeszetben> (letöltve: 2023.02.17.)
45. SZALAI Gabriella (2022): Hőszivattyús technológia: kulcs az európai épületállomány megújításához. Épületgépész, , XI. évf.. 2022/4. old.: 4-7.
46. VARGA Csaba: R407c, R134a, R410a hűtőközegek tulajdonságai. In: www.oktoklima.hu, <https://www.oktoklima.hu/content/page/id/571> (letöltve: 2023.03.17.)

47. Vaillant (2020). Vaillant hőszivattyúk általános tervezési segédlete. In: [www.vaillant.hu](https://www.vaillant.hu/downloads/08-hoszivattyuk/vaillant-hoszivattyuk-tervezesi-segedlet-2020-1-1770225.pdf), 2020.01.01. <https://www.vaillant.hu/downloads/08-hoszivattyuk/vaillant-hoszivattyuk-tervezesi-segedlet-2020-1-1770225.pdf> (letöltve: 2023.04.01.)
48. VGF online. (2018). R744 hűtőközeg, a közönséges széndioxid. In: www.vgfszaklap.hu, 2018.06.20. <https://www.vgfszaklap.hu/hirek/4893-r744-hutokozeg-a-kozonseges-szendioxid> (letöltve: 2023.03.17.)
49. VINKLER Károly (2012): Kézben tartott áramlás (Hidraulikai beszállítás épületgépészeti rendszerekben). PI Innovációs kft., Budapest

7. Mellékletek

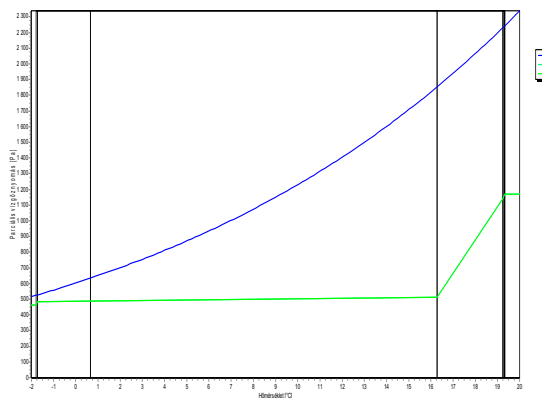
#	Helyiségszám	Helyiségnév	Alapterület [m2]	t _{tél} [°C]	Q _{tél} [W]	t _{nyár} [°C]	Q _{nyár} [W]
1	002	Előszoba	9,5	20	1560,3	24	1318
2	003	Vendégtér	55,9	22	4510	24	8800
3	004	Előszoba	15,1	18	1786	24	1631
4	005	Recepció	8,3	22	675,76	24	521
5	006	Konyha	11,9	22	1700,1	24	5118
6	007	Konyha	42,18	22	4445,3	24	9109
7	008	Előszoba	3,2	18	367	24	576
8	009	Raktár	2,8	18	187	26	203
9	010	WC	2,9	20	315	26	163
10	011	WC	2,9	20	342	26	190
11	012	Raktár	3,1	18	124	26	163
12	013	Raktár	2,9	18	115	26	152
13	014	Gépészeti szoba	6,7	18	581	26	403
14	015	Teakonyha	5	20	525,48	24	841
15	016	Közlekedő	53,9	20	475	24	843
16	017	Iroda	19	22	1987,8	24	1821
17	018	Öltöző	8,9	22	860	26	574
18	019	Öltöző	9	22	882	26	586
19	020	WC	5,1	20	248	26	268
20	021	Szertár	3,6	18	246	26	174
21	022	Közlekedő	10,2	20	1125	24	1344
22	023	Lakószoba	11,4	22	483,76	24	605
23	024	Fürdőszoba	2,6	24	29	26	10
24	025	Lakószoba	13,7	22	567,48	24	588
25	026	Fürdőszoba	2,6	24	85	26	8
26	027	Lakószoba	11	22	477,76	24	489
27	028	Fürdőszoba	2,6	24	29	26	10
28	029	Lakószoba	13,7	22	567,48	24	515
29	030	Fürdőszoba	2,6	24	85	26	6
30	031	Közösségi tér	32,7	20	2118,1	24	2121
31	032	Lakószoba	12,9	22	546,48	24	622
32	033	Fürdőszoba	2,6	24	29	26	10
33	034	Lakószoba	12,8	22	527,48	24	623
34	035	Fürdőszoba	2,6	24	85	26	8
35	036	Lakószoba	15,2	22	633,48	24	526
36	037	Fürdőszoba	2,6	24	29	26	10
37	038	Lakószoba	15,1	22	630,48	24	526
38	039	Fürdőszoba	2,6	24	85	26	6
39	040	Közlekedő	14,8	20	293	24	104
40	041	Közösségi tér	32,7	20	2122,1	24	2135
41	042	Lakószoba	13,7	22	573,48	24	629

42	043	Fürdőszoba	2,6	24	29	26	10
43	044	Lakószoba	12,7	22	751,48	24	613
44	045	Fürdőszoba	2,6	24	85	26	8
45	046	Lakószoba	13,7	22	569,48	24	515
46	047	Fürdőszoba	2,6	24	29	26	10
47	048	Lakószoba	12,7	22	751,48	24	496
48	049	Fürdőszoba	2,6	24	85	26	6
49	050	Közlekedő	14,8	20	577	24	350
50	051	Lakószoba	12,7	22	751,48	24	613
51	052	Fürdőszoba	2,6	24	29	26	10
52	053	Lakószoba	11,1	22	449,76	24	603
53	054	Fürdőszoba	2,6	24	102	26	0
54	055	Lakószoba	12,7	22	751,48	24	491
55	056	Fürdőszoba	2,6	24	29	26	10
56	057	Lakószoba	13,4	22	542,48	24	505
57	058	Fürdőszoba	2,6	24	85	26	6
58	059	Közlekedő	14,8	20	577	24	311
59	060	Közösségi tér	32,5	20	2122,1	24	2134
60	061	Lakószoba	13,1	22	569,48	24	624
61	062	Fürdőszoba	2,6	24	29	26	10
62	063	Lakószoba	13,4	22	773,48	24	618
63	064	Fürdőszoba	2,6	24	85	26	8
64	065	Lakószoba	13,1	22	551,48	24	509
65	066	Fürdőszoba	2,6	24	29	26	10
66	067	Lakószoba	13,4	22	773,48	24	503
67	068	Fürdőszoba	2,6	24	85	26	6
68	069	Közlekedő	15,5	20	764	24	914
69	E01	Apartman	25,94	22	816,24	24	1001
70	E02	Fürdőszoba	2,7	24	72	26	41
71	E03	Fürdőszoba	2,7	24	72	26	59
72	E04	Apartman	25,94	22	816,24	24	1056
73	E05	Fürdőszoba	2,7	24	72	26	59
74	E06	Apartman	25,94	22	1092,2	24	1103
75	E07	Fürdőszoba	2,7	24	72	26	41
76	E08	Apartman	25,94	22	1092,2	24	1212
77	E09	Apartman	25,94	22	1092,2	24	1103
78	E10	Fürdőszoba	2,7	24	72	26	41
79	E11	Apartman	25,94	22	1092,2	24	1223
80	E12	Fürdőszoba	2,7	24	72	26	59
81	E14	Apartman	25,94	22	965,24	24	1127
82	E15	Fürdőszoba	2,7	24	72	26	59
83	E16	Apartman	25,94	22	965,24	24	1127
84	E17	Fürdőszoba	2,7	24	72	26	41
85	E19	Apartman	25,94	22	1426,2	24	1493
86	E20	Fürdőszoba	2,7	24	72	26	41
87	E21	Apartman	25,94	22	1426,2	24	1613

Szerkezetek

Falak - R.01_kfal

Típusa:	külső fal
Rétegtervi módosító érték:	0.008 W/m ² K
Rétegtervi hőátbocsátási tényező:	0.242 W/m ² K
Eredő hőátbocsátási tényező:	0.291 W/m ² K
Hőátbocsátási tényezőt módosító tag:	20 %
Csillapítási tényező:	1430.70
Késleltetés:	17.2 h
Fajlagos tömeg:	826 kg/m ²
Fajlagos hőtároló tömeg:	207 kg/m ²
Felületi légállapot -13 °C-nál:	19.0 °C 53 %
Légállapot kívül:	-2.0 °C 90 %
Légállapot belül:	20.0 °C 50 %
Hőátadási ellenállás kívül:	0.04 m ² K/W
Hőátadási ellenállás belül:	0.13 m ² K/W
Diffúziós időszak:	180 nap



Rétegek belülről kifelé

Réteg megnevezés	d [cm]	λ [W/mK]	κ -	R [m ² K/W]	c [kJ/kgK]	ρ [kg/m ³]	t _e [°C]	t _i [°C]
jávitott mészkvazolat	0,5	0,87	0	0,0057471	0,92	1700	19,301	19,33
Cementvakolat	1	0,93	0	0,010753	0,88	1800	19,245	19,301
töm.ég.agyagtégla falazat	45	0,78	0	0,57692	0,88	1730	16,273	19,245
Rockwool Multirock Plus	10	0,033	0	3,0303	0,84	28	0,66304	16,273
Rockwool Multirock Plus	2	0,033	0,3	0,4662	0,84	28	-1,7386	0,66304
Cementvakolat	1	0,93	0	0,010753	0,88	1800	-1,7939	-1,7386

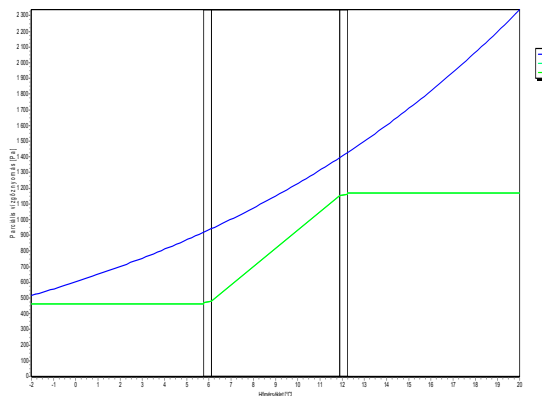
Rétegtervi hőátbocsátási tényező korrekciók

Megnevezés	Típusa	Mérete	Értéke	dU [W/m ² K]
Dűbelek	Pontszerű hőhíd	8 db/m ²	0,001 W/K	0,008

Vizsgálati jelentés: A szerkezet a szabvány szerint páradiffúziós szempontból MEGFELELŐ

Falak - R.02_bfal

Típusa:	belső fal (fűtött terek közt)
y méret:	3,53 m
Rétegtervi hőátbocsátási tényező:	2.715 W/m ² K
Hőátbocsátási tényező:	2.715 W/m ² K
Csillapítási tényező:	5.79
Késleltetés:	5.3 h
Fajlagos tömeg:	377 kg/m ²
Fajlagos hőtároló tömeg:	189 / 189 kg/m ²
Légállapot kívül:	-2.0 °C 90 %
Légállapot belül:	20.0 °C 50 %
Hőátadási ellenállás kívül:	0.13 m ² K/W
Hőátadási ellenállás belül:	0.13 m ² K/W
Diffúziós időszak:	180 nap



Szerkezetek

Rétegek kívülről befelé

Réteg megnevezés	d [cm]	λ [W/mK]	κ -	R [m ² K/W]	c [kJ/kgK]	ρ [kg/m ³]	t_e [°C]	t_i [°C]
Beltéri Diszperziós Festék For	0,01	0	0	0	0	1550	5,7661	5,7661
javított mészvakolat	0,5	0,87	0	0,0057471	0,92	1700	5,7661	6,1094
vasbeton	15	1,55	0	0,096774	0,84	2400	6,1094	11,891
javított mészvakolat	0,5	0,87	0	0,0057471	0,92	1700	11,891	12,234
Beltéri Diszperziós Festék For	0,01	0	0	0	0	1550	12,234	12,234

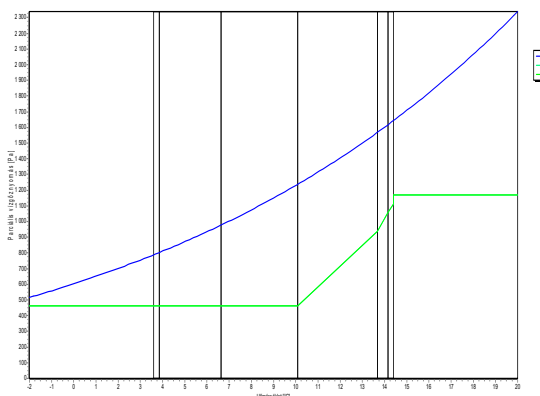
Vizsgálati jelentés: A szerkezet a szabvány szerint páradiffúziós szempontból MEGFELELŐ

Az egyensúlyi állapot a diffúziós időszak alatt nem tud kialakulni (feltöltési idő: 216 nap). Az izotermával nem rendelkező rétegek figyelmen kívül lettek hagyva, a tényleges feltöltési idő hosszabb a számítottnál.

4. (javított mészvakolat)75%-NÁL MAGASABB a relatív páratartalom! A vizsgálatához KELLENÉK a szorpciós izoterma ADATOK!

Falak - R.03_bfal

Típusa:	belső fal (fűtött terek közt)
y méret:	3,53 m
Rétegtervi hőátbocsátási tényező:	1.960 W/m ² K
Hőátbocsátási tényező:	1.960 W/m ² K
Csillapítási tényező:	9.39
Késleltetés:	6.8 h
Fajlagos tömeg:	377 kg/m ²
Fajlagos hőtároló tömeg:	222 / 316 kg/m ²
Légállapot kívül:	-2.0 °C 90 %
Légállapot belül:	20.0 °C 50 %
Hőátadási ellenállás kívül:	0.13 m ² K/W
Hőátadási ellenállás belül:	0.13 m ² K/W
Diffúziós időszak:	180 nap



Rétegek kívülről befelé

Réteg megnevezés	d [cm]	λ [W/mK]	κ -	R [m ² K/W]	c [kJ/kgK]	ρ [kg/m ³]	t_e [°C]	t_i [°C]
Beltéri Diszperziós Festék For	0,01	0	0	0	0	1550	3,6068	3,6068
javított mészvakolat	0,5	0,87	0	0,0057471	0,92	1700	3,6068	3,8547
vasbeton	10	1,55	0	0,064516	0,84	2400	3,8547	6,6372
Kiszell. légr. Szokv. Függőleg	6	0	0	0,08	0	0	6,6372	10,088
kism. tömör agyagtégla	6	0,72	0	0,083333	0,88	1700	10,088	13,682
Cementvakolat	1	0,93	0	0,010753	0,88	1800	13,682	14,145
javított mészvakolat	0,5	0,87	0	0,0057471	0,92	1700	14,145	14,393
Beltéri Diszperziós Festék For	0,01	0	0	0	0	1550	14,393	14,393

Vizsgálati jelentés: A szerkezet a szabvány szerint páradiffúziós szempontból MEGFELELŐ

1. (Beltéri Diszperziós Festék Forte)a kiszellőztetés utáni rétegek páraelenállása nincs beszámítva.
2. (javított mészvakolat)a kiszellőztetés utáni rétegek páraelenállása nincs beszámítva.
3. (vasbeton)a kiszellőztetés utáni rétegek páraelenállása nincs beszámítva.
4. (Kiszell. légr. Szokv. Függőleg.)a kiszellőztetés utáni rétegek páraelenállása nincs beszámítva.

Szerkezetek

Födém - R.04_födém

Típusa:	belső födém (felfelé hűlő)
y méret:	1 m
Rétegtervi hőátbocsátási tényező:	3.244 W/m ² K
Hőátbocsátási tényező:	3.244 W/m ² K
Csillapítási tényező:	5.38
Késleltetés:	4.8 h
Fajlagos tömeg:	377 kg/m ²
Fajlagos hőtároló tömeg:	189 / 189 kg/m ²
Padló hőelnyelési tényező:	1.506 kJ/m ² Ks ^{1/2}
Padló besorolás:	hideg
Légállapot kívül:	-2.0 °C 90 %
Légállapot belül:	20.0 °C 50 %
Hőátadási ellenállás kívül:	0.10 m ² K/W
Hőátadási ellenállás belül:	0.10 m ² K/W
Diffúziós időszak:	180 nap
Rétegek kívülről befelé	

Réteg	d	λ	κ	R	c	ρ	t _e	t _i
megnevezés	[cm]	[W/mK]	-	[m ² K/W]	[kJ/kgK]	[kg/m ³]	[°C]	[°C]
Beltéri Diszperziós Festék For	0,01	0	0	0	0	1550	5,1366	5,1366
javított mészköves	0,5	0,87	0	0,0057471	0,92	1700	5,1366	5,5468
vasbeton	15	1,55	0	0,096774	0,84	2400	5,5468	12,453
javított mészköves	0,5	0,87	0	0,0057471	0,92	1700	12,453	12,863
Beltéri Diszperziós Festék For	0,01	0	0	0	0	1550	12,863	12,863

Nyílászáró - R.08 ablak

Típusa:	ablak (külső, fa vagy PVC)
x méret:	1,1 m
y méret:	1,9 m
Hőátbocsátási tényező:	0.780 W/m ² K

Nyílászáró számítás az összetevők alapján

Üvegezés: 4:-16-4-16:-4 argongáz

Keret, tok (körben): Fa 80 mm-es

Távtartó: Meleg távtartó

Üvegezési arány: 86 %

Üvegezés g értéke: 0.520

Éjszaka társított szerkezet hőv. ellen.: 0.120 m²K/W

Árnyékolás módja nyáron: belső

Árnyékolás naptényezője nyáron: 0.600

U_g = 0.60 W/m²K

U_f = 1.10 W/m²K

Ψ_g = 0.040 W/mK

g = 0.520

szélesség = 50 mm

Nyílászáró - R.09_kajtó

Típusa:	üvegezett ajtó (külső, fa vagy PVC)
x méret:	1,1 m
y méret:	1,9 m
Hőátbocsátási tényező:	0.780 W/m ² K

Nyílászáró számítás az összetevők alapján

Üvegezés: 4:-16-4-16:-4 argongáz

Keret, tok (körben): Fa 80 mm-es

Távtartó: Meleg távtartó

Üvegezési arány: 86 %

Üvegezés g értéke: 0.520

Éjszaka társított szerkezet hőv. ellen.: 0.120 m²K/W

Árnyékolás módja nyáron: belső

Árnyékolás naptényezője nyáron: 0.600

U_g = 0.60 W/m²K

U_f = 1.10 W/m²K

Ψ_g = 0.040 W/mK

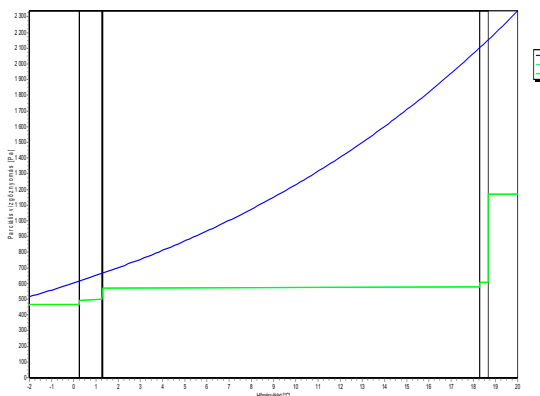
g = 0.520

szélesség = 50 mm

Szerkezetek

Talajon fekvő padló - R.05_tpadló

Típusa: padló (talajra fektetett)
 y méret: 1 m
 Rétegtervi hőátbocsátási tényező: 0.357 W/m²K
 Vonalmenti hőátbocsátási tényező: 0.850 W/mK
 Csillapítási tényező: 308.37
 Késleltetés: 14.2 h
 Fajlagos tömeg: 798 kg/m²
 Fajlagos hőtároló tömeg: 132 kg/m²
 Padló hőelnyelési tényező: 1.538 kJ/m²Ks^{1/2}
 Padló besorolás: hideg
 Felületi légállapot -13 °C-nál: 18.0 °C 57 %
 Légállapot kívül: -2.0 °C 90 %
 Légállapot belül: 20.0 °C 50 %
 Hőátadási ellenállás kívül: 0.00 m²K/W
 Hőátadási ellenállás belül: 0.17 m²K/W
 Padlószint magassága: 0.05 m
 Diffúziós időszak: 180 nap



Rétegek kívülről befelé

Réteg megnevezés	d [cm]	λ [W/mK]	κ -	R [m ² K/W]	c [kJ/kgK]	ρ [kg/m ³]	t _e [°C]	t _i [°C]
Geotextília 500 g/m ²	0,6	0	0	0	0	500	-2	-2
kavicsfeltöltés	10	0,35	0	0,28571	0,84	1800	-2	0,24451
Polietilén fólia	0,02	0,17	0	0,0011765	0	960	0,24451	0,25375
vasbeton	20	1,55	0	0,12903	0,84	2400	0,25375	1,2674
Bitumenkenés 2x melegen	0,1	0	0	0	0	0	1,2674	1,2674
Bitumen lemez	0,1	0,23	0	0,0043478	1	1100	1,2674	1,3016
Austrotherm AT-N100	8	0,037	0	2,1622	1,46	-	1,3016	18,287
Polietilén fólia	0,02	0,17	0	0,0011765	0	960	18,287	18,296
kavicsbeton	6	1,28	0	0,046875	0,84	2200	18,296	18,665
Disbopox 447	2	0	0	0	0	0	18,665	18,665

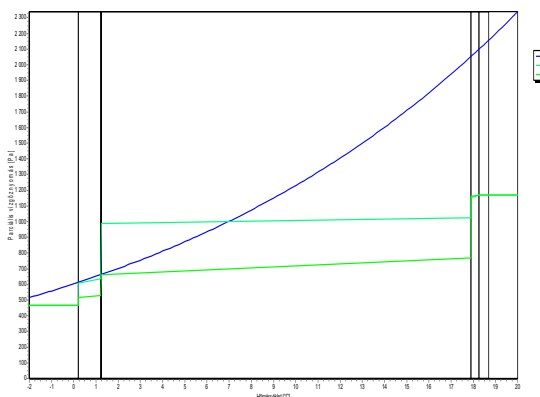
Vizsgálati jelentés: A szerkezet a szabvány szerint páradiffúziós szempontból MEGFELELŐ

Az egyensúlyi állapot a diffúziós időszak alatt nem tud kialakulni (feltöltési idő: 37487 nap). Az izotermával nem rendelkező rétegek figyelmen kívül lettek hagyva, a tényleges feltöltési idő hosszabb a számítottnál.

2. (kavicsfeltöltés)75%-NÁL MAGASABB a relatív páratartalom! A vizsgálatához KELLENÉK a szorpciós izoterma ADATOK!

Talajon fekvő padló - R.06_tpadló

Típusa: padló (talajra fektetett)
 y méret: 1 m
 Rétegtervi hőátbocsátási tényező: 0.350 W/m²K
 Vonalmenti hőátbocsátási tényező: 0.850 W/mK
 Csillapítási tényező: 423.70
 Késleltetés: 15.1 h
 Fajlagos tömeg: 809 kg/m²
 Fajlagos hőtároló tömeg: 167 kg/m²
 Padló hőelnyelési tényező: 0.715 kJ/m²Ks^{1/2}
 Padló besorolás: félmeleg
 Felületi légállapot -13 °C-nál: 18.0 °C 56 %
 Légállapot kívül: -2.0 °C 90 %
 Légállapot belül: 20.0 °C 50 %
 Hőátadási ellenállás kívül: 0.00 m²K/W
 Hőátadási ellenállás belül: 0.17 m²K/W
 Padlószint magassága: 0.05 m
 Diffúziós időszak: 180 nap



Szerkezetek

Rétegek kívülről befelé

Réteg megnevezés	d [cm]	λ [W/mK]	κ -	R [m ² K/W]	c [kJ/kgK]	ρ [kg/m ³]	t_e [°C]	t_i [°C]
Geotextília 500 g/m ²	0,6	0		0	0	500	-2	-2
kavicsfeltöltés	10	0,35		0,28571	0,84	1800	-2	0,20085
Polietilén fólia	0,02	0,17		0,0011765	0	960	0,20085	0,20991
vasbeton	20	1,55		0,12903	0,84	2400	0,20991	1,2038
Bitumenkenés 2x melegen	0,1	0		0	0	0	1,2038	1,2038
Bitumen lemez	0,1	0,23		0,0043478	1	1100	1,2038	1,2373
Austrotherm AT-N100	8	0,037		2,1622	1,46	-	1,2373	17,892
Polietilén fólia	0,02	0,17		0,0011765	0	960	17,892	17,901
kavicsbeton	6	1,28		0,046875	0,84	2200	17,901	18,263
fenyőfa rostok ir. 2	2	0,36		0,055556	2,51	550	18,263	18,69

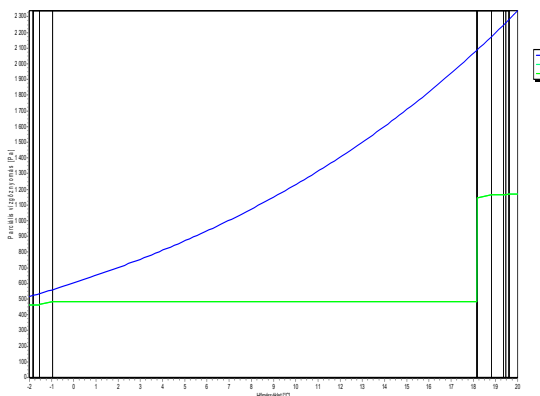
Vizsgálati jelentés: A szerkezet a szabvány szerint páradiffúziós szempontból MEGFELELŐ

Egyensúlyi állapotban páralecsapódás van, de a diffúziós időszak alatt nem tud kialakulni (feltöltési idő: 9015 nap). Az izotermával nem rendelkező rétegek figyelmen kívül lettek hagyva, a tényleges feltöltési idő hosszabb a számítottnál. 2. (kavicsfeltöltés)75%-NÁL MAGASABB a relatív páratartalom! A vizsgálatához KELLENEK a szorpciós izoterma ADATOK!

7. (Austrotherm AT-N100)a diffúziós időszak alatt a megengedett értéket nem éri el;

Tető - R.07_tető

Típusa:	tető
y méret:	1 m
Rétegtervi módosító érték:	0.0567431 W/m ² K
Rétegtervi hőátbocsátási tényező:	0.231 W/m ² K
Eredő hőátbocsátási tényező:	0.277 W/m ² K
Hőátbocsátási tényezőt módosító tag:	20 %
Csillapítási tényező:	77.59
Késleltetés:	5.5 h
Fajlagos tömeg:	97 kg/m ²
Fajlagos hőtároló tömeg:	54 kg/m ²
Felületi légállapot -13 °C-nál:	19.4 °C 52 %
Légállapot kívül:	-2.0 °C 90 %
Légállapot belül:	20.0 °C 50 %
Hőátadási ellenállás kívül:	0.04 m ² K/W
Hőátadási ellenállás belül:	0.10 m ² K/W
Diffúziós időszak:	180 nap



Rétegek belülről kifelé

Réteg megnevezés	d [cm]	λ [W/mK]	κ -	R [m ² K/W]	c [kJ/kgK]	ρ [kg/m ³]	t_e [°C]	t_i [°C]
Beltéri Diszperziós Festék For	0,01	0		0	0	1550	19,618	19,618
javitott mészkvazolat	0,5	0,87		0,0057471	0,92	1700	19,596	19,618
tiszta gipszlapok 2	1,25	0,4		0,03125	0,84	1250	19,476	19,596
tiszta gipszlapok 2	1,25	0,4		0,03125	0,84	1250	19,357	19,476
Zárt légréteg Szokv. Hö felf.	2	0		0,14	0	0	18,821	19,357
OSB lap	2,2	0,13		0,16923	1,7	650	18,174	18,821
Masterfol CLASSIC ALU	0,1	0,2		0,005	0	0	18,155	18,174
URSA Therwoo-Roll	20	0,04		5	0,84	18	-0,9638	18,155
OSB lap	2	0,13		0,15385	1,7	650	-1,5521	-0,9638
Mastermax 3 CLASSIC	0,1	0		0	0	0	-1,5521	-1,5521
Kiszell. légr. Szokv. Hö felf.	5	0		0,07	0	0	-1,8197	-1,5521
Természetes pala tetőburkolat	1	1,4		0,0071429	0,92	2650	-1,847	-1,8197

Rétegtervi hőátbocsátási tényező korrekciók

Megnevezés	Típusa	Mérete	Értéke	dU [W/m ² K]
Szarufa	Eltérő U értékű felü	0,225 m ² /m ²	0,426 W/m ² K	0,057

FŰTÉS-HŰTÉS SZERELVÉNYEK

- Áramkapcsoló
- Ledugózott csővég
- Anyagváltás
- Golyóscsap
- Karimás elzáró
- Y szűrő
- Visszacsapó szelep
- Beszabályzó szelep
- Avatatlan elzárás ellen védett elzáró
- Nyomáskülönbőség szabályzó szelep
- Nyomásfüggetlen szab.- és beszab. szelep
- Szabályzó- és beszabályzó szelep
- 3-járatú szabályzószelep
- 2-járatú motoros szelep
- Úritési/feltöltési lehetőség
- Frekvenciaváltós szivattyú
- Állandó fordulatszámú szivattyú
- Automata légtelenítő
- Mágneses iszap- és légleválasztó
- Légleválasztó
- Nyomásmérő
- Gumikompenzátor
- Tárcsás hőmérő
- Biztonsági lefúvató szelep
- Hőmérséklet érzékelő

FŰTÉS-HŰTÉS JELMAGYARÁZAT

- FC fűtés előremenő vezeték
- FC fűtés előremenő vezeték
- FC fűtés visszatérő vezeték
- FC fűtés visszatérő vezeték
- AHU fűtés előremenő vezeték
- AHU fűtés előremenő vezeték
- AHU fűtés visszatérő vezeték
- AHU fűtés visszatérő vezeték
- Padlófűtés előremenő vezeték
- Padlófűtés előremenő vezeték
- Padlófűtés visszatérő vezeték
- Padlófűtés visszatérő vezeték
- Freon vezeték
- Freon vezeték
- Függőlegesen érkező csővezeték
- Függőlegesen induló vezeték
- Törőlközőszárító radiátor
- Beépített szelepes radiátor
- Elektromos radiátor

Kondenzációs falikazán
Vaillant ecoTEC VU 806/5-5
Néveleges fűtési teljesítmény 60/40: 16-80kW
Fűtési energia hatékonyság: 92%
Maximális üzemi nyomás 6bar

ecoTec plus VU INT
806/5-5 szivattyú szett

Hőszivattyú kültéri egység
Mitsubishi Electric Zubadan
PUH2-SHW230YKA2
Hűtőközeg: R410a
Hűtőközeg csatlakozás: 3/8"-1/2"
Fűtési teljesítmény: 23 kW
Maximum vízdolai hőmérséklet: 60° C
Hűtési teljesítmény: 20kW
1050/330/1338mm
Zajszint: 59dB (A)

Hőszivattyú kültéri egység
Mitsubishi Electric Zubadan
PUH2-SHW230YKA2
Hűtőközeg: R410a
Hűtőközeg csatlakozás: 3/8"-1/2"
Fűtési teljesítmény: 23 kW
Maximum vízdolai hőmérséklet: 60° C
Hűtési teljesítmény: 20kW
1050/330/1338mm
Zajszint: 59dB (A)

Hőszivattyú kültéri egység
Mitsubishi Electric Zubadan
PUH2-SHW230YKA2
Hűtőközeg: R410a
Hűtőközeg csatlakozás: 3/8"-1/2"
Fűtési teljesítmény: 23 kW
Maximum vízdolai hőmérséklet: 60° C
Hűtési teljesítmény: 20kW
1050/330/1338mm
Zajszint: 59dB (A)

Hőszivattyú beltéri egység
Mitsubishi Electric ECODAN
ERSE-YM9EC ERSE-YM9EC
600/360/950 mm
Maximális üzemi nyomás 3bar

Hőszivattyú beltéri egység
Mitsubishi Electric ECODAN
ERSE-YM9EC ERSE-YM9EC
600/360/950 mm
Maximális üzemi nyomás 3bar

Hőszivattyú beltéri egység
Mitsubishi Electric ECODAN
ERSE-YM9EC ERSE-YM9EC
600/360/950 mm
Maximális üzemi nyomás 3bar

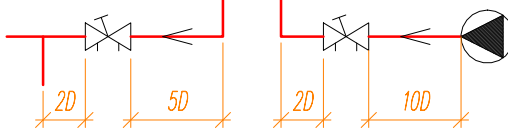
FREONOS RENDSZER MEGJEGYZÉSEK

A hűtéssel érintett valamennyi helyiség üvegezett nyílászáróit mozgatható külső árnyékolóval kell ellátni!
A freonos rendszer csőhálózatának kiépítése speciális nagy tisztaságú rézcsővel történik, 19 mm vtg. zártcellás hőszigetelésével, vezérlőkábel kiépítésével. A falban szerelt csőszakaszok védőcsőben szerelendők.
A csővezeték méreteket a be tervezett gyártó előírásainak megfelelően, az általuk készített méretezés alapján kerültek meghatározásra.
Magszerelt kültéri egységet- és tartószerkezetet be kell kötni az érintésvédelmi és EPH hálózatba, földelés kialakításával, jegyzőkönyvek biztosításával, kompletten.
A padoztatban vezetett csővezetéseket védőcsőben kell vezetni!
Az összecsővezett megszerelt rendszer szakaszos nyomáspróbáját a forgalmazó gyári előírásai szerint kell kivitelezni.
Az összecsővezett megszerelt rendszert beüzemelés előtt nitrogén gázzal át kell mosatni, majd szakszerű vákuumolni és azt követően a rendszer feltöltölni környezetbarát hűtőközzel.
A rendszer szerelését csak arra jogosult, a forgalmazó által akreditált szakoség végezheti!
A klímabereléssel kapcsolatos valamennyi szabályt, gyártói és üzemeltetési előírásait be kell tartani.
A szerelést csak a többi szakági terv ismeretében szabad elkezdni.
Tervtől való eltérés esetén a freonos csőhálózati rendszert újra kell méreteztetni!
A csőszakaszok végét csatlakozásig szakszerűen "ledugózva" kell tartani!
A kültéri egységben keletkező csurgalékvizet szakszerű és fagymentes elvezetéséről gondoskodni kell!
A kültéri egység részére előírányozott tartókonzol HILTI szerelőrendszerrel javasolt

FŰTÉS-HŰTÉS MEGJEGYZÉSEK

- A megfelelő nyári komfort biztosítására valamennyi üvegezett nyílászárót külső árnyékolással kell ellátni!
- A falakon vagy födémeken való csőátvezetések a hasznocsonél két mérettel nagyobb védőcsőben kell megvalósítani. Szerelésüket és függesztésüket a vonatkozó technológiai utasítás szerint kell végezni!
- Minden gépészeti vezeték megfogásánál gumibetétes csőbillincset kell alkalmazni. A hűtési csőbillincsek speciális hőszigetelt kivitelűnek kell lennie.
- Az alapvezeték nyomvonal vezetésében hosszváltozást kompenzáló csőlírat kell kialakítani, kb. 80 cm hosszú szárhosszal, csúszós és fix megfogási pontok kialakításával.
- A padoztatban vezetett fűtési vezetékkeket védőcsőben kell vezetni!
- Az épületgépészeti vezeték hű- és páraszigetelését, UV védelmét és fagyvédelmét a mellékelt táblázat szerint kell kialakítani.
- A fűtési rendszer berendezési tárgyait építészeti és belsőépítészeti tervek alapján kell elhelyezni.
- A rendszer beszabályozását TA STAD beszabályozószelepekkel kell elvégezni, mérési jegyzőkönyv készítésével
- A mérő-, beszabályzó, beavatkozó és ellenőrző elemek kezelhetőségéről gondoskodni kell a fűtési rendszerekénél. A kezelőajtók mérete és kialakítása építész tervezővel pontosítandó!
- A helyiségtermosztátok elhelyezése és kábelezése elektromos szakági tervdokumentáció szerint
- A helyi magaspontokra elhelyezett automata légtelenítő, illetve a helyi mélypontokra szerelt úritési pontokat a helyszíni adottságoknak megfelelően kell elhelyezni.
- A szivattyúk, légkezelők és hűtőgépek vízdolai bekötése gumikompenzátor közbeiktatásával tervezett.
- A belső hőmérséklet érzékelőt a kijelölt helyiségben direkt napsugárzástól védett helyen, a külső hőmérséklet érzékelőt északi homlokzaton, eresz alatt, illetve árnyékolva kell elhelyezni!
- A fűtési rendszert beüzemelés előtt át kell mosni és lágyvízzel feltölteni! A rendszer berendezésinek telepítésekor szigorúan be kell tartani a gyártói előírásokat!
- A rendszer berendezéseinek telepítésekor szigorúan be kell tartani a gyártói előírásokat!
- Az előírásoknak megfelelő nyomáspróba elvégzése és dokumentálása kötelező.
- A megszerelt rendszert elfedni csak sikeres nyomáspróbát követően szabad, mérési jegyzőkönyvek biztosításával. A felfűtést több lépcsőben kell végrehajtani, a gyári előírásoknak megfelelően.
- A beüzemelés a rendszer nyomáspróbája és beszabályozása után szabad elvégezni
- A tervektől eltérni csak tervezői beleegyezéssel lehet! A különböző szakági tervek együtt kezelendők! A kiviteli munkák megkezdése előtt az egyes szakmák képviselői egyeztessenek egymással!

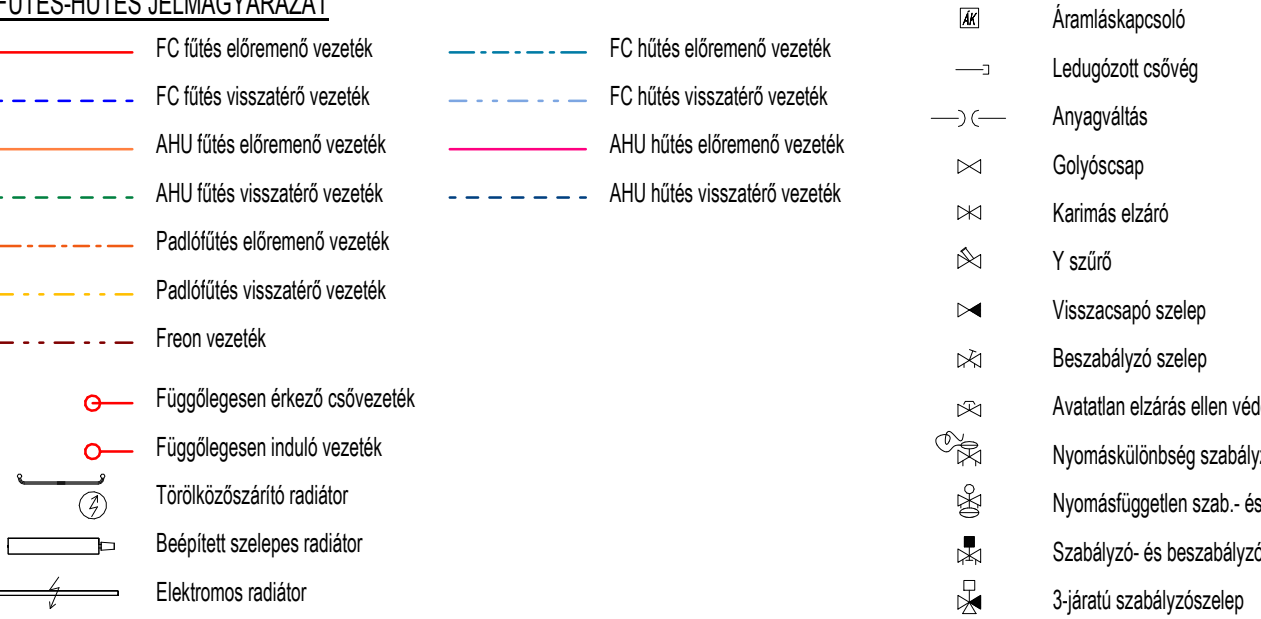
IMI STAD beépítési vázlat



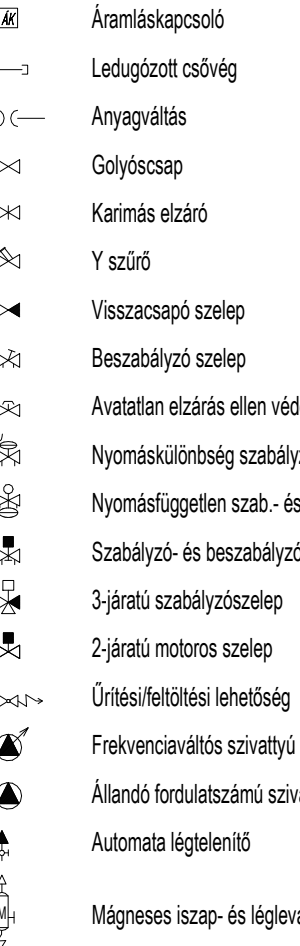
D = szeleptátmérő

Projekt: GESZT - TISZA-KASTÉLY 5734 Geszt, József Attila utca 21. és környezete hrsz.: 240/1		
Építető(k): Magyar Agrár- és Élettudományi Egyetem		
Építész: xxx		
Épületgépész: Toldi Patrik XB0000		
Gépfáz kapcsolási rajz		
Tervlap kód: GESZT-GF-XX-01	Revízió:	
Méretarány: M=1:50	Tervfajta: MT	Dátum: 2023.04.16

FÜTÉS-HŰTÉS JELMAGYARÁZAT



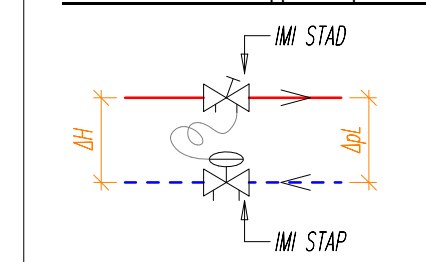
FÜTÉS-HŰTÉS SZERELVÉNYEK



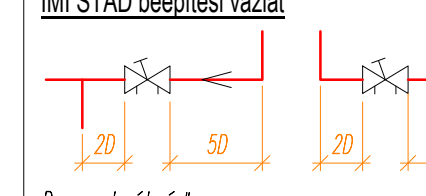
FÜTÉS-HŰTÉS MEGJEGYZÉSEK

- A megjelölt nyelvi konfekt biztosítása valamennyi üvegezett nyílászáró külső árműköztetésével elvégezni
- A falakon vagy földmunkán való csatlákozások a használati kör mérettel nagyobb védőcsőben való megvalósítást. Szerelésüket és függesztésüket a vonatkozó technológiai utasítás szerint kell végezni
- Minden gépészeti vezeték megfogásánál gumibetétes csőbilincset kell alkalmazni. A hűtési csőbilincsek speciális hőszigetelt kivitelűnek kell lennie.
- Az alapvezeték nyomvonal vezetésében hosszváltást kompenzáció csőirattal kell kialakítani. kb. 80 cm hosszú szárhosszal, csúszós fix megfogási pontok kialakításával.
- A padlófűtés vezetési vezetékeket védőcsőben kell vezetni
- Az épületgépészeti vezetékek hő- és párazárazószerűségű, UV védelemmel és fagyvédelemmel a mellékelt táblázat szerint kell kialakítani.
- A fűtési rendszer berendezési tárgyai építészeti és belsőépítészeti tervek alapján kell elhelyezni.
- A rendszer beszerelésével a STAD szabályzó szelepekkel kell elvégezni, mérési jegyzőkönyv készítésével.
- A mért-, beszabályzó, beavatkozó és ellenőrző elemek kezelhetőségéről gondoskodni kell a fűtési rendszernek. A kezelőegység mérete és kialakítása építész tervszelvény pontossággal.
- A helyiségtermosztátok elhelyezése és bekötése elektronikus szakági leíródokumentáció szerint.
- A helyi magasságokra elhelyezést automata légtelenítő, illetve a helyi mélypontokra szerelt ürítési pontokat a helyszíni adottságoknak megfelelően kell elhelyezni.
- A szivattyúk, légkezelők és hűtőgépek vízdízi bekötése gumikompenzátor közbekötéssel tervezett.
- A belső hőmérséklet érzékelő a külső helyiségben direkt napugyáztástól védett helyen, a külső hőmérséklet érzékelőt északi homlokzaton, erős ártal, illetve árműköztetés elhelyezni.
- A fűtési rendszert beüzemelés előtt át kell mosni és léggyűjtővel feltölteni. A rendszer berendezésének telepítésekor szigorúan be kell tartani a gyártó előírásokat.
- A rendszer berendezésének telepítésekor szigorúan be kell tartani a gyártó előírásokat.
- Az előírásoknak megfelelő beüzemelési elvégzése és dokumentálása kötelező.
- A megszerelt rendszert ellenőrizni csak sikeres nyomáspróbát követően szabad, mérési jegyzőkönyv készítésével. A feltöltést közzé kell tenni a helyiségben, a gyártó előírások megfigyelésével.
- A beszerelésnél a rendszer nyomáspróbát és beszabályzást után szabad elvégezni.
- A tervekben előírt csak tervezési bejegyzéssel lehet a különböző szakági tervek együtt kezelendőket. A külső munkák megkezdése előtt az egyes szakmák képviselői egyeztetésnek egymással.

IMI STAD/STAP szelepek beépítési vázlat



IMI STAD beépítési vázlat



Projekt:
GESZT - TISZA-KASTÉLY
5734 Geszt, József Attila utca 21. és környezete
hrsz.: 240/1

Építelő(k):
Magyar Agrár- és Élettudományi Egyetem

Építész:
xxx

Építésgépész:
Toldi Patrik XB0000

Fűtés függőleges csőterv

Tervlap kód:
GESZT-GF-XX-02

Méretarány:
M=1:50

Tervfajla:
MT

Dátum:
2023.04.16

Revizió:

Revizió:

Revizió:

FÜTÉS-HŰTÉS JELMAGYARÁZAT

- FC fűtés előremenő vezeték

FC fűtés visszatérő vezeték

AHU fűtés előremenő vezeték

AHU fűtés visszatérő vezeték

Padlófűtés előremenő vezeték

Padlófűtés visszatérő vezeték

Freon vezeték

Függetlenül induló csővezeték

Függetlenül induló vezeték

Törőközzőszárító radiátor

Bélelt szelvényes radiátor

Elektromos radiátor

FC fűtés előremenő vezeték

FC fűtés visszatérő vezeték

AHU hűtés előremenő vezeték

AHU hűtés visszatérő vezeték
- Áramskapcsoló

Ledugzott csővég

Anyagváltás

Golyóscsap

Karimás elzáró

Y szűrő

Veszacsapó szelep

Beszabályzó szelep

Avataltan elzárás ellen védett elzáró

Nyomáskülönbőség szabályzó szelep

Szabályzó- és beszabályzó szelep

3-járatú szabályzó szelep

2-járatú motoros szelep

Ürtési/leltérési lehetőség

Frekvenciaváltós szivattyú

Állandó fordulatszámú szivattyú

Automata légtelenítő

Mágneses iszap- és légteljesztő

Légteljesztő

Nyomásmérő

Gumikompenzátor

Tárcsás hőmérő

Biztonsági lefúvató szelep

Hőmérséklet érzékelő
- FÜTÉS-HŰTÉS SZERELVÉNYEK
- Áramskapcsoló

Ledugzott csővég

Anyagváltás

Golyóscsap

Karimás elzáró

Y szűrő

Veszacsapó szelep

Beszabályzó szelep

Avataltan elzárás ellen védett elzáró

Nyomáskülönbőség szabályzó szelep

Szabályzó- és beszabályzó szelep

3-járatú szabályzó szelep

2-járatú motoros szelep

Ürtési/leltérési lehetőség

Frekvenciaváltós szivattyú

Állandó fordulatszámú szivattyú

Automata légtelenítő

Mágneses iszap- és légteljesztő

Légteljesztő

Nyomásmérő

Gumikompenzátor

Tárcsás hőmérő

Biztonsági lefúvató szelep

Hőmérséklet érzékelő

FÜTÉS-HŰTÉS MEGJEGYZÉSEK

- A megfelelő nyári komfort biztosítására valamennyi üvegezett nyílászárót külső árnyékolással kell ellátni
 - A falakon vagy födémeken való csőbevezetések a hasznosított két méterrel nagyobb védőcsőben kell megvalósítani. Szerelésüket és függesztésüket a vonatkozó technológiai utasítás szerint kell végezni!
 - Minden gépészeti vezeték megfogásánál gumbbetétes csőbilincset kell alkalmazni. A hűtési csőbilincsek speciális hőszigetelt kivitelűnek kell lennie.
 - Az alapvezeték nyomvonal vezetésében hosszváltókat kompenzáció csőiról kell kialakítani, kb. 80 cm hosszú szárhosszal, csúszós fű megfogási pontok kialakításával.
 - A padozaton vezetett fűtési vezetékeket védőcsőben kell vezetni!
 - Az épületgépészeti vezetékek hő- és párazigetelését, UV- védelmét és fagyvédelmét a mellékelt táblázat szerint kell kialakítani.
 - A fűtési rendszer berendezési tárgyait építészeti és belsőépítészeti tervek alapján kell elhelyezni.
 - A rendszer beszabályzását TA STAD beszabályzószettekkel kell elvégezni, mérési jegyzőkönyv készítésével
 - A mérő-, beszabályzó, beavatkozó és ellenőrző elemek kezelhetőségéről gondoskodni kell a fűtési rendszereknél. A kezelőjükhöz mérete és kialakítása építész tervezővel pontosítandó!
 - A helyiségtermosztátok elhelyezése és kábelzése elektronikus szakági tervdokumentáció szerint!
 - A helyi magaspontokra elhelyezett automata légtelenítő, illetve a helyi mélypontokra szerelt ürítési pontokat a helyszíni adottságoknak megfelelően kell elhelyezni.
 - A szivattyúk, légkezelők és hűtőgépek vízoldali bekötése gumikompenzátor közbeiktatásával tervezett.
 - A belső hőmérséklet érzékelőt a kijelölt helyiségben direkt napsgárgárástól védett helyen, a külső hőmérséklet érzékelőt északi homlokzaton, enese alatt, illetve árnyékolva kell elhelyezni!
 - A fűtési rendszert beüzemelés előtt át kell moosi és léggyizzel feltölteni! A rendszer berendezéseinek telepítésekor szigorúan be kell tartani a gyártói előírásokat!
 - A rendszer berendezéseinek telepítésekor szigorúan be kell tartani a gyártói előírásokat!
 - Az előírásoknak megfelelő nyomáspróba elvégzése és dokumentálása kötelező.
 - A megszerelt rendszert előfordul csak sikeres nyomáspróbat követően szabad, mérési jegyzőkönyvek biztosításával. A feltöltést több lépcsőben kell végreahajtni, a gyári előírásoknak megfelelően.
 - A beüzemelés a rendszer nyomáspróba és beszabályzósa után szabad elvégezni
 - A tervezési elmi csak tervezői beegyeztetéssel lehet! A különböző szakági tervek együtt kezelendőek! A külső munkák megkezdése előtt az egyes szakmák képviselői egyeztetnek egymással!

IMI STAD/STAP szeleppár beépítési vázlat

IMI STAD beépítési vázlat

D = szeleptér

Projekt:

GESZT - TISZA-KASTÉLY
5734 Geszt, József Attila utca 21. és környezete
hrsz.: 240/1

Építető(k):

Magyar Agrár- és Élettudományi Egyetem

Építész:

xxxx

Építélgépész:

Toldi Patrik XB0000

Hűtés független csőterv

Tervlap kód:

GESZT-GF-XX-03

Revizió:

Méretarány:

M=1:50

Tervfajla:

MT

Dátum:

2023.04.16

