

**UNIVERSITATEA TEHNICĂ DIN CLUJ- NAPOCA**  
**FACULTATEA DE MECANICĂ**  
**SPECIALIZAREA: Mașini și echipamente termice.**

# ***PROIECT DE DIPLOMĂ***

**Instalația de încălzire și preparare a apei calde  
menajere cu ajutorul unei pompe de căldură  
pentru o locuință unifamilială**

Conducător de proiect:  
Prof. dr. ing. Mugur Bălan

Absolvent:  
Marian Cătălin Moldovan

*... anul 2005...*

## Abstract

A heat pump is a system designed to provide useful heating and cooling, and its actions are essentially the same for either process. Instead of creating heat, as does a furnace, the heat pump transfers heat from one place to another.

In heating season, a liquid refrigerant, such as Freon, is pumped through a coil that is outside the area to be heated. The refrigerant is cold, so it absorbs heat from the outside air, the ground, well water, or some other source. It then flows first to a compressor, which raises its temperature and pressure so that it becomes vapor before it flows to an indoor coil. There the warmth is radiated or blown into the room or other space to be heated. The refrigerant, having given up much of its heat, then flows through a valve where its pressure and temperature are lowered further before it liquefies and is pumped into the outdoor coil to continue the cycle. To air condition a space, valves reverse the flow so that the refrigerant picks up heat from inside and discharges it outside. Like furnaces, most heat pumps are controlled by thermostats

Most heat pumps use atmospheric air as their heat source. This presents a problem in areas where winter temperatures frequently drop below freezing, making it difficult to raise the temperature and pressure of the refrigerant. For economical heating performance, the delivered heat should amount to more than twice the heat purchased from the power source. Heat-pump systems are now being used extensively not only in residences but also in commercial buildings and schools.

## Cuprins:

Cuprins: .....	1
I. Prezentarea imobilului și descrierea amplasamentului .....	6
II. Determinarea necesarului de căldură .....	11
II.1. Determinarea estimativă a necesarului de căldură.....	12
II.1.a Stabilirea estimativă a necesarului de căldură în cazul caselor pasive energetic... 12	
II.1.b Stabilirea estimativă a necesarului de căldură în cazul caselor cu consum energetic redus .....	12
II.1.c Stabilirea estimativă a necesarului de căldură în cazul caselor noi cu termoizolație bună .....	12
II.2. Calculul necesarului real de căldură .....	13
II.2.1 Calculul pierderilor de căldură prin elementele construcției .....	13
II.2.1.a Determinarea necesarului de căldură pentru încălzirea casei pasive din punct de vedere energetic.....	13
II.2.1.b Determinarea necesarului de căldură pentru încălzirea casei cu consum energetic redus .....	13
II.2.1.c Determinarea necesarului de căldură pentru încălzirea caselor noi cu termoizolație bună .....	14
II.2.2 Determinarea necesarului de căldură pentru aerisirea și ventilarea locuinței.....	14
II.2.2.a Determinarea necesarului de căldură pentru aerisire și ventilare pentru case pasive din punct de vedere energetic.....	14
II.2.2.b Determinarea necesarului de căldură pentru aerisire și ventilare pentru case cu consum energetic redus .....	14
II.2.2.c Determinarea necesarului de căldură pentru aerisire și ventilare pentru case noi cu termoizolație bună .....	14
II.2.3 Determinarea necesarului de căldură pentru prepararea apei calde menajere .....	15
II.2.4 Determinarea necesarului total de căldură.....	15
2.2.4.a Determinarea necesarului total de căldură în cazul caselor pasive din punct de vedere energetic.....	15
2.2.4.b Determinarea necesarului total de căldură în cazul caselor cu consum energetic redus .....	15
2.2.4.c Determinarea necesarului total de căldură în cazul caselor noi cu termoizolație bună .....	15
II.3 Compararea rezultatelor și alegerea soluției optime.....	16
II.4. Determinarea grosimii stratului de izolație.....	17
II.4.a Determinarea grosimii stratului de izolație pentru pereții exteriori.....	19
II.4.b Determinarea grosimii stratului de izolație pentru podea.....	19
II.4.c Determinarea grosimii stratului de izolație pentru tavan.....	20
II.5 Recalcularea necesarului total de căldură .....	20
III Pompe de căldură .....	22
III.1 Rolul pompelor de căldură .....	22
III.2 Evoluția utilizării pompelor de căldură .....	26
III.3 Surse de căldură.....	27
III.4 Principiul de funcționare a unei pompe de căldură .....	32
III.5 Regimuri energetice de funcționare.....	34
III.6 Eficiența termică a pompelor de căldură .....	34
III.7 Clasificarea pompelor de căldură .....	35
III.8 Principii de dimensionare ale pompelor de căldură .....	38

III.9.1 Încălzirea prin pardoseală.....	39
III.9.2 Prepararea apei calde menajere .....	40
III.10 Variante de pompe de căldură .....	41
III.10.1 Pompa de căldură aer-apă.....	42
III.10.2 Pompa de căldură apă-apă .....	43
III.10.3 Pompa de căldură sol-apă cu colectori orizontali.....	45
III.10.4 Pompa de căldură sol-apă cu sonde.....	50
III. 11 Recomandări privitoare la proiectarea și realizarea instalațiilor de pompe de căldură cu agent intermediar .....	54
IV. Calculul termic al pompelor de căldură .....	55
IV.1 Pompe de căldură cu subrăcire internă (regenerare) .....	55
IV.2. Calculul de alegere al agentului frigorific.....	57
IV.3. Calculul termic al pompei de căldură cu agentul frigorific ales .....	59
IV.3.a Regimul termic al pompelor de căldură .....	59
IV.3.b Calculul debitului de agent termic secundar .....	60
IV.3.1 Calculul pompei de căldură –varianta aer-apă .....	60
IV.3.1.a Calculul pompei de căldură aer-apă cu subrăcire normală.....	60
IV.3.1.b Calculul pompei de căldură aer-apă cu subrăcire avansată.....	60
IV.3.2 Calculul pompei de căldură –varianta apă-apă .....	61
IV.3.2.a Calculul pompei de căldură apă-apă cu subrăcire normală .....	61
IV.3.2.b Calculul pompei de căldură apă-apă cu subrăcire avansată .....	61
IV.3.3 Calculul pompei de căldură – varianta sol-apă .....	61
IV.3.3.1 Calculul pompei de căldură sol-apă cu colectori orizontali .....	61
IV.3.3.1.a Calculul pompei de căldură sol-apă cu subrăcire normală.....	61
IV.3.3.1.b Calculul pompei de căldură sol-apă cu subrăcire avansată.....	61
IV.3.3.2 Calculul pompei de căldură sol-apă cu sonde pentru sol .....	62
IV.3.3.2.a Calculul pompei de căldură sol-apă cu subrăcire normală.....	62
IV.3.3.2.b Calculul pompei de căldură sol-apă cu subrăcire avansată .....	62
4.4 Prezentarea sistematică a rezultatelor.....	63
V. Analiza tehnico-economică .....	65
V.I Analiză comparativă a consumurilor și costurilor.....	65
V.2 Alegerea variantei pompei de căldură utilizate .....	79
VI. Calculul de dimensionare și alegere a aparatelor componente .....	81
VI.1 Alegerea condensatorului și vaporizatorului.....	82
VI.2 Alegerea compresorului .....	87
VI.3 Alegerea schimbătorului intern de căldură (regenerativ).....	90
VI.4 Alegerea ventilului de laminare termostatic.....	92
VI.5 Dimensionarea sondelor .....	94
VI.6 Alegerea pompelor de recirculare a agenților termici .....	95
VI.7 Calculul vasului de expansiune .....	97
VI.8 Alegerea boilerului pentru prepararea apei calde menajere .....	98
VI.9 Alegerea pompei de recirculare a apei calde menajere .....	99
VI.10 Alegerea electroventilelor .....	100
VI.11 Alegerea termostatelor .....	102
VI.12 Alegerea presostatelor .....	104
VII Schema de automatizare .....	106
VII.1 Rolul automatizării.....	106
VII.3 Reglarea temperaturii apei calde menajere .....	110
VII.4 Sistemul automat de protecție pentru evitarea scăderii accidentale a presiunii de vaporizare .....	111
VII.5 Reglarea supraîncălzirii vaporilor.....	112

VII.6 Reglarea sarcinii termice a compresorului.....	113
VII.7 Oprirea și pornirea pompei de căldură.....	114
VIII Tema tehnologică .....	116
IX. Prezentarea instalației.....	118
Bibliografie:.....	143

# Instalația de încălzire și preparare a apei calde menajere, cu ajutorul unei pompe de căldură pentru o locuință unifamiliară

## I. Prezentarea imobilului și descrierea amplasamentului

Imobilul pentru care se va proiecta instalația de încălzire și preparare a apei calde menajere este o locuință unifamiliară, în care locuiesc 4 persoane, situată în județul Cluj. Locuința este compusă din 3 camere, bucatărie, baie, hol o cămară și o magazie, având împreună o suprafață de  $154 \text{ m}^2$ . Imobilul nu dispune de nici un sistem de încălzire

Pereții exteriori -reprezențați cu culoarea gri în schema următoare, sunt realizați din cărămidă cu o grosime de 25 cm având aplicat pe partea exterioară o termoizolație din polistiren extrudat. Pe ambele fețe ale peretelui se aplica un strat de tencuială de 1 cm.

Pereții interiori -reprezențați cu culoarea roșie, sunt realizați din cărămidă. Pereții care despart camera de bucatărie și de baie și peretele care desparte magazia de baie au o grosime de 25 cm, ceilalți pereți interiori având o grosime de 20 cm.

Podeaua-reprezentată cu galben, este realizată dintr-un strat de 30 cm de beton peste care se montează termoizolație din polistiren extrudat. Peste izolație se aplică un parchet de lemn de brad cu o grosime de 4 cm.

Tavanul -realizat din beton armat, având o grosime de 20 cm este izolat cu polistiren extrudat peste care se montează scânduri de brad cu o grosime de 3 cm. Pe partea interioară se aplica un strat de tencuială cu o grosime de 1 cm.

Geamurile și ușile care comunică cu exteriorul sunt realizate din termopan .

Schema locuinței este reprezentată în figura 1.1 (figura 1.1.a vedere frontala, figura 1.1.b vedere din spate, figura 1.1.c dimensiunile casei).

Dimensiunile camerelor:

Înălțimea imobilului este de 2,5 m.

Camera I:

- lungime 4,5 m
- lățime 3,9 m
- geamuri :-peretele sudic 2x1,2 m  
-peretele vestic 1,5x1,2 m

Bucătărie:

- lungime 5,5 m
- lățime 3,7 m
- geamuri :-peretele vestic 1,5x1,2 m

Camera II:

- lungime 5,5 m
- lățime 4,5 m
- geamuri :-peretele sudic 2x1,2 m  
- peretele estic 2,5x1,2 m

Camară:

- lungime 3 m
- lățime 2,4 m
- geamuri :-peretele vestic 1x1 m
- ușă perete sudic 0,8x2 m

Camera III:

- lungime 5,5 m
- lățime 4,5 m
- geamuri :- peretele estic 2,5x1,2 m

Magazie:

- lungime 5,5 m
- lățime 4m
- geamuri :-peretele nordic 2x1,2 m
- ușa perete estic 1x2 m

Hol:

- lungime 11 m
- lățime 1,6 și 2,6 m
- ușă perete sudic 1,2x2 m
- ușă perete nordic 1x2 m

Baie:

- lungime 3 m
- lățime 2,8 m

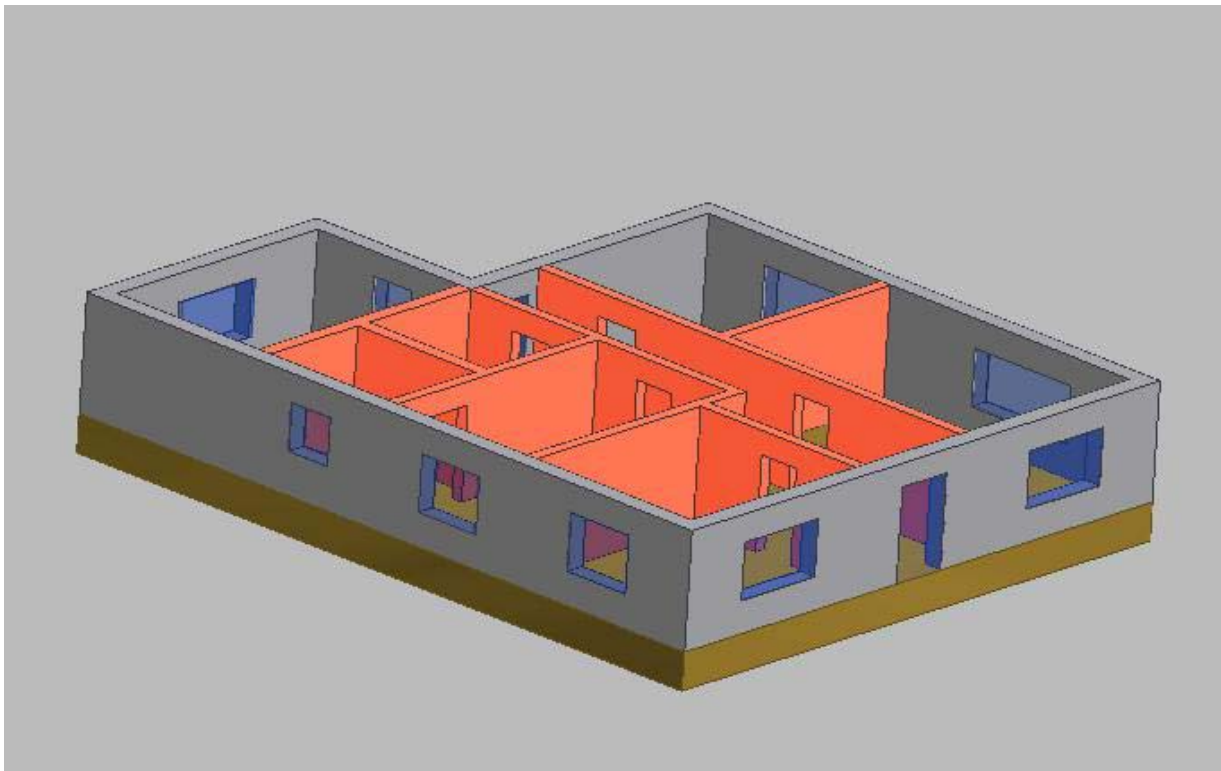
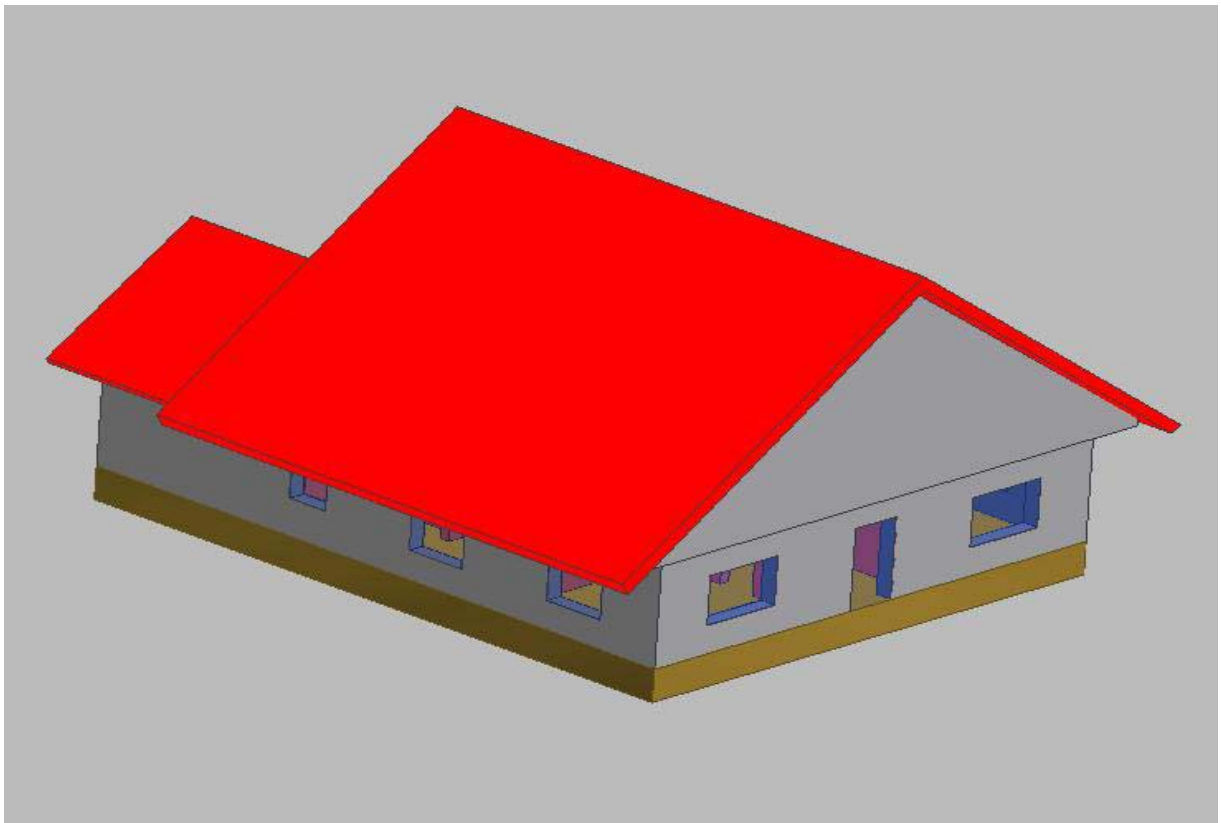


Figura1.1.a Vedere frontală



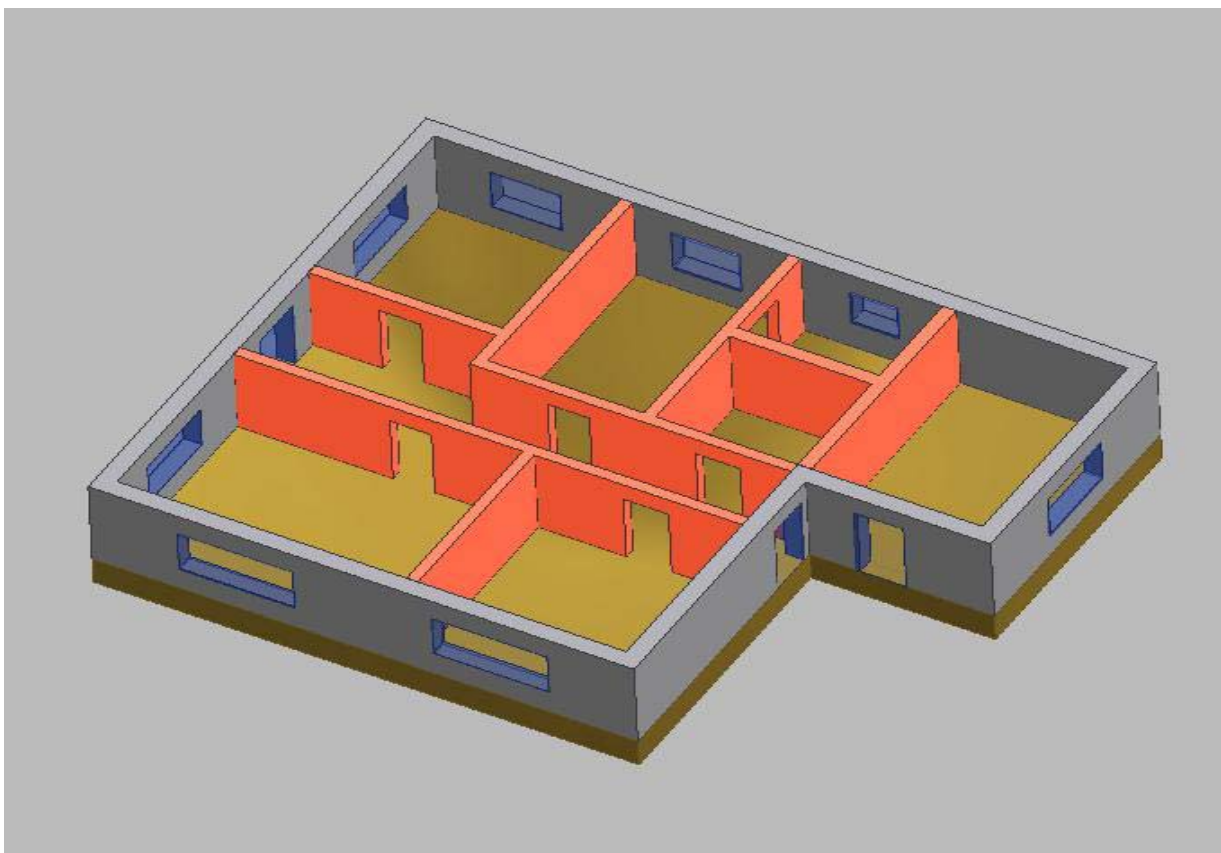
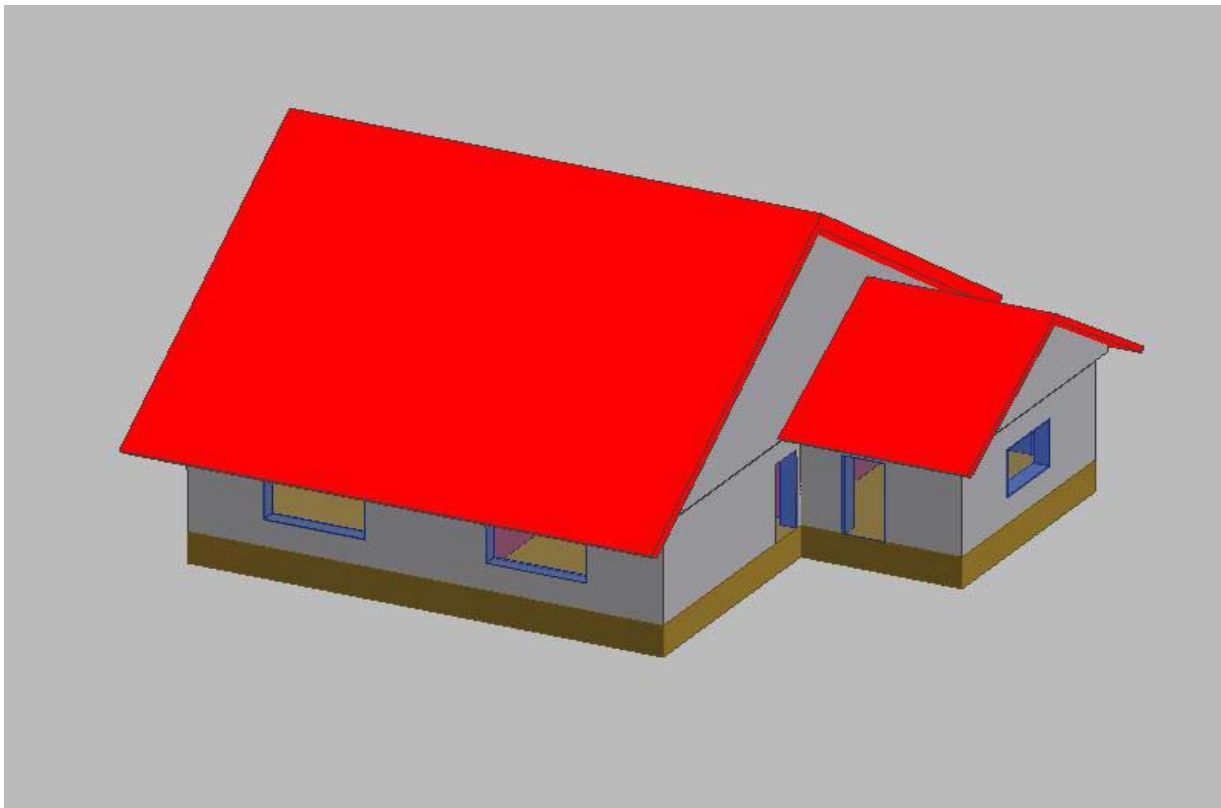


Figura 1.1.b Vedere din spate

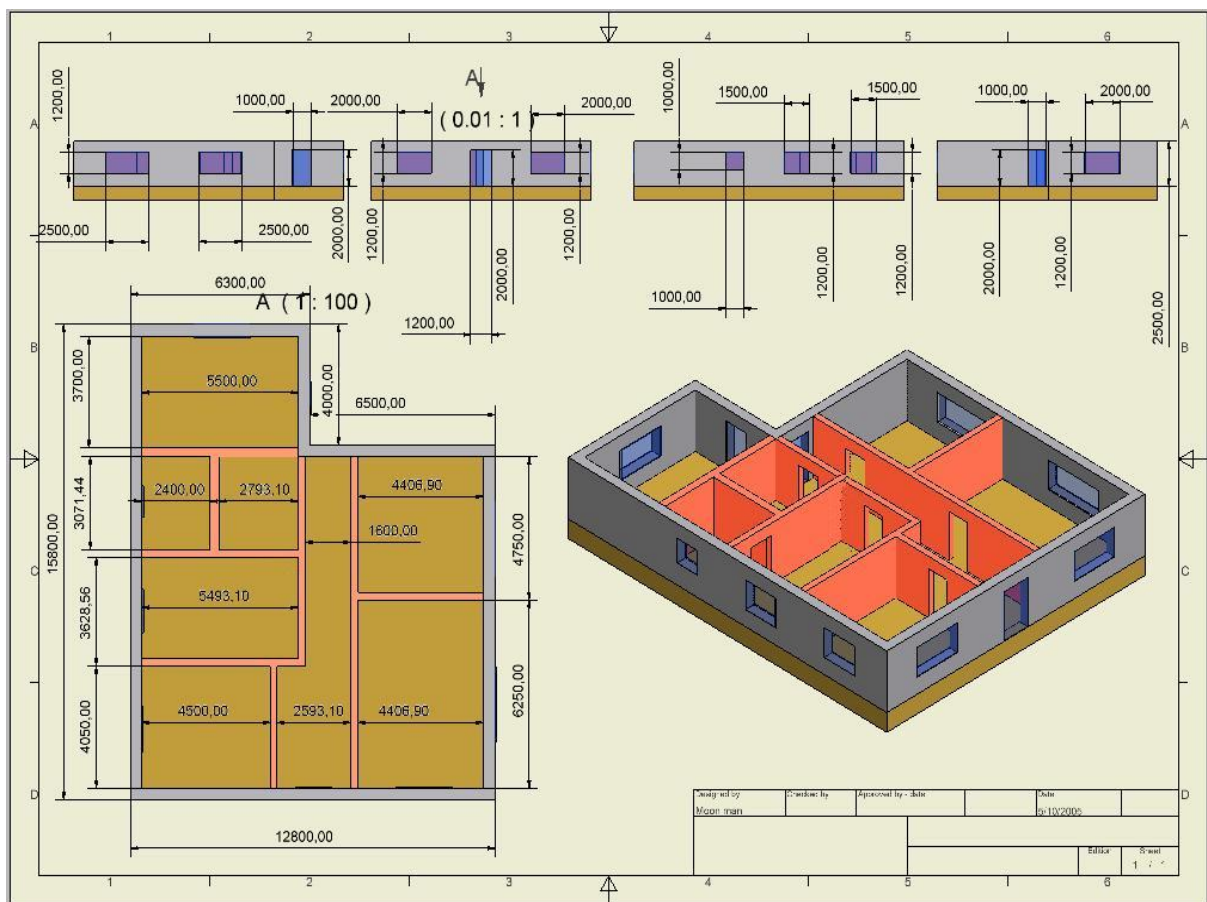
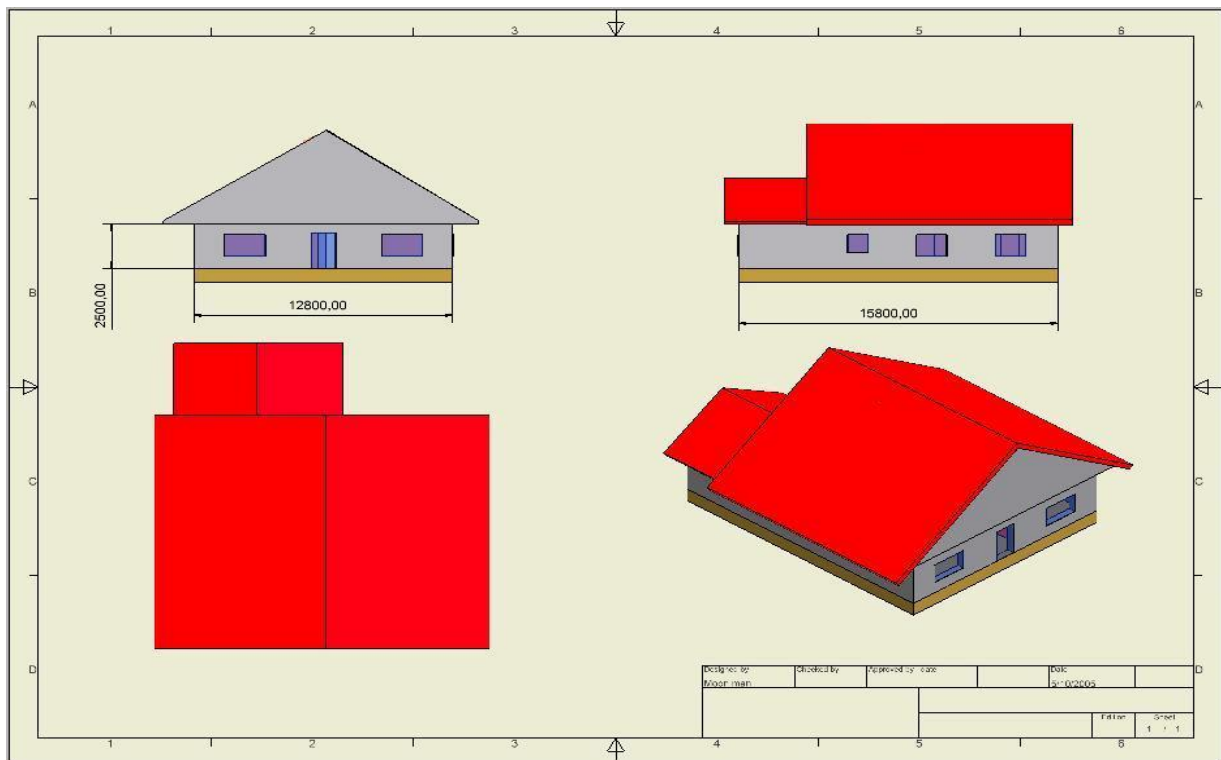


Figura 1.1.c Dimensiunile casei

## II.Determinarea necesarului de căldură

Din punct de vedere al consumului de energie casele se împart în:

- case fără termoizolație
- case mai vechi fără termoizolație deosebită
- case cu termoizolație normală
- case noi cu termoizolație bună
- case cu consum de energie redus
- case pasive din punct de vedere energetic

Datorită potențialului termic redus asigurat de pompele de căldură în continuare se vor analiza cazurile caselor pasive din punct de vedere energetic, a celor cu consum energetic redus și asupra celor cu termoizolație normală.

.....

În cazul pompelor de căldură este foarte importantă dimensionarea exactă, deoarece dacă se aleg aparate prea mari, atunci și costurile de achiziție și exploatare vor fi foarte ridicate.

Se va evita pe cât posibil supradimensionarea instalației.

## **II.1. Determinarea estimativă a necesarului de căldură**

Necesarul de căldură total se împarte în trei componente:

- necesarul de căldură pentru încălzire care este influențat de natura și grosimea izolației
- necesarul de căldură pentru prepararea apei calde menajere care este influențat de numărul de persoane
- necesarul de căldură pentru ventilare și aerisire

### **II.1.a Stabilirea estimativă a necesarului de căldură în cazul caselor pasive energetic**

.....

### **II.1.b Stabilirea estimativă a necesarului de căldură în cazul caselor cu consum energetic redus**

.....

### **II.1.c Stabilirea estimativă a necesarului de căldură în cazul caselor noi cu termoizolație bună**

.....

## II.2. Calculul necesarului real de căldură

### II.2.1 Calculul pierderilor de căldură prin elementele construcției

Metoda de calcul constă în adoptarea coeficienților de schimb de căldură conform standardelor din Germania după care se calculează grosimea stratului de termoizolație.

Climatul din România are puternice caracteristici continentale, cu ierni friguroase când temperatura poate scădea până la  $-25^{\circ}\text{C}$  sau chiar  $-30^{\circ}\text{C}$ .

Conform STAS-ului SR 1907/1-97, pentru zona Clujului, *temperatura exterioară convențională de calcul  $t_e$  este de  $-18^{\circ}\text{C}$ .*

Temperatura interioară  $t_i$  este de  $22^{\circ}\text{C}$  pentru camere, baie și bucătărie și  $t'_i$  de  $15^{\circ}\text{C}$  pentru magazie și cămară.

Temperatura podului  $t_{pod}$  este de  $-11^{\circ}\text{C}$

Temperatura solului  $t_{sol}$  la 50 cm adâncime, adâncime la care se află fundația este de  $-2^{\circ}\text{C}$ .

.....

II.2.1.a Determinarea necesarului de căldură pentru încălzirea casei pasive din punct de vedere energetic

.....

II.2.1.b Determinarea necesarului de căldură pentru încălzirea casei cu consum energetic redus

.....

II.2.1.c Determinarea necesarului de căldură pentru încălzirea caselor noi cu termoizolație bună

.....

## **II.2.2 Determinarea necesarului de căldură pentru aerisirea și ventilarea locuinței**

Necesarul de căldură pentru aerisire și ventilare pentru cazul caselor pasive energetice și a caselor cu consum redus de energie s-a calculat luând în considerare și căldura care se recuperează din aerul evacuat.

II.2.2.a Determinarea necesarului de căldură pentru aerisire și ventilare pentru case pasive din punct de vedere energetic

.....

II.2.2.b Determinarea necesarului de căldură pentru aerisire și ventilare pentru case cu consum energetic redus

.....

II.2.2.c Determinarea necesarului de căldură pentru aerisire și ventilare pentru case noi cu termoizolație bună

.....

### II.2.3 Determinarea necesarului de căldură pentru prepararea apei calde menajere

Prepararea apei calde menajere presupune alte condiții decât încălzirea deoarece prepararea de apă caldă menajeră funcționează de-a lungul întregului an cu aproximativ aceleași solicitări de căldură și cu același nivel de temperatură.

.....

### II.2.4 Determinarea necesarului total de căldură

Necesarul total de căldură reprezintă suma necesarului de căldură pentru încălzirea locuinței și a necesarului de căldură pentru prepararea apei calde menajere.

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{inc} + \dot{Q}_{aer.} + \dot{Q}_{a.c.m.} \text{ [KW]} \quad (2.36)$$

2.2.4.a Determinarea necesarului total de căldură în cazul caselor pasive din punct de vedere energetic

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{inc} + \dot{Q}_{aer.} + \dot{Q}_{a.c.m.} = 2,28 + 2,28 + 1 = 5,56 \text{ KW} \quad (2.37)$$

2.2.4.b Determinarea necesarului total de căldură în cazul caselor cu consum energetic redus

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{inc} + \dot{Q}_{aer.} + \dot{Q}_{a.c.m.} = 3,73 + 3,73 + 1 = 8,46 \text{ KW} \quad (2.38)$$

2.2.4.c Determinarea necesarului total de căldură în cazul caselor noi cu termoizolație bună

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{inc} + \dot{Q}_{aer.} + \dot{Q}_{a.c.m.} = 5,1 + 4,08 + 1 = 10,18 \text{ KW} \quad (2.39)$$

## II.3 Compararea rezultatelor și alegerea soluției optime

Datele obținute prin calcule sunt trecute în tabelul 2.1

Tabelul 2.1 Necesarul de căldură

	Necesar estimativ KW	Necesar încălzire KW	Necesar aerisire KW	Necesar a.c.m. KW	Necesar total KW
Casă pasivă energetic	4,08	2,28	2,28	1	5,56
Casă consum redus	6,16	3,73	3,73	1	8,46
Casă termoizolație bună	7,7	5,1	4,08	1	10,18

Diferențele dintre stabilirea estimativă a necesarului total de căldură și necesarul de căldură total calculat se justifică prin climatul mai călduros al Germaniei față de cel al României (necesarul de căldură specific este mai mic în Germania față de cel din România).

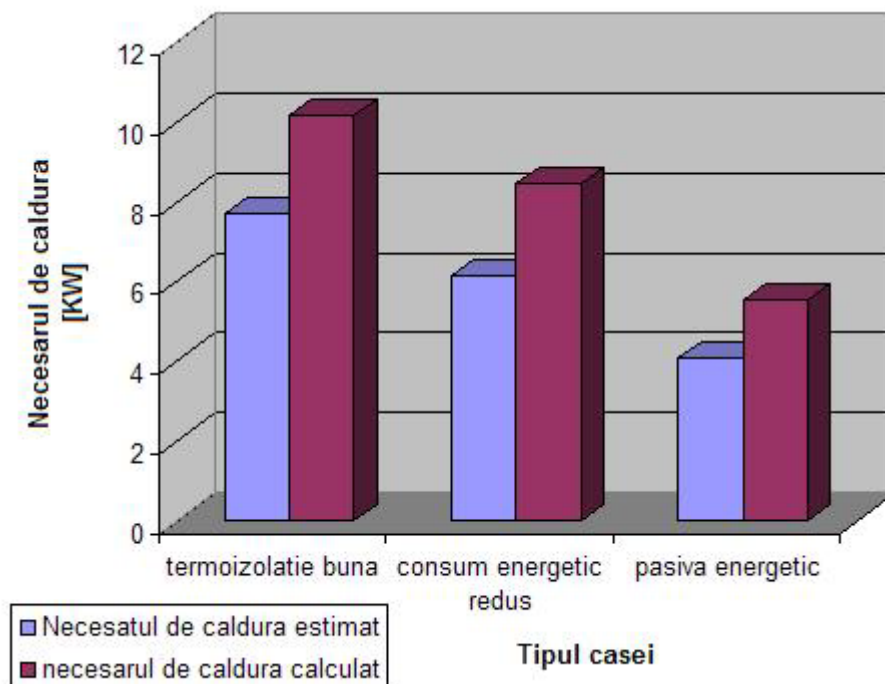


Figura 2.1 Variația necesarului de căldură în funcție de tipul casei

Din figura 2.1 s-au concluzionat următoarele: casa cu necesarul de căldură cel mai scăzut este casa pasivă energetic urmată de casa cu consum energetic redus. Datorită grosimii mari a



termoizolației în cazul casei pasive investițiile în izolație sunt practic duble față de cele ale casei cu consum energetic redus. Casa cu termoizolație bună este cea mai ieftină, dar și necesarul de căldură este cel mai mare. Cea mai fiabilă soluție din punct de vedere economic și al necesarului de căldură este casa cu consum energetic redus.

În continuare se va trata cazul casei cu consum energetic redus .

## II.4. Determinarea grosimii stratului de izolație

Pentru a reduce pierderile de căldură prin pereți aceștia vor fi izolați prin aplicarea pe fața rece a peretelui a unui material termoizolant, material care în cazul nostru va fi polistiren extrudat, în plăci fără suprafață lisă.

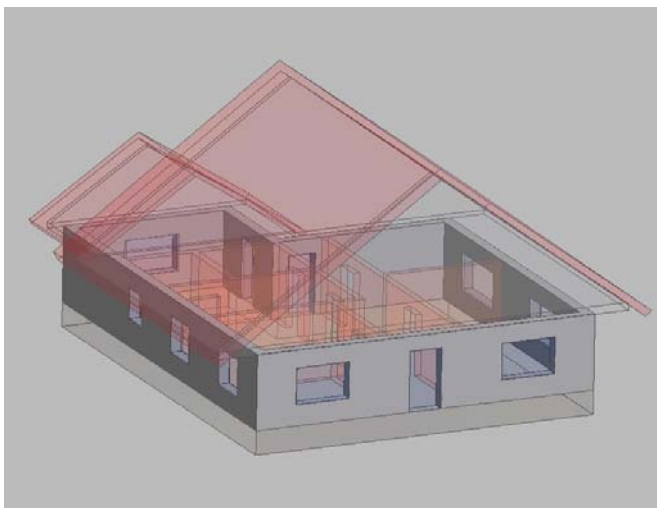


Figura 2.2 a Amplasarea pereților exteriori

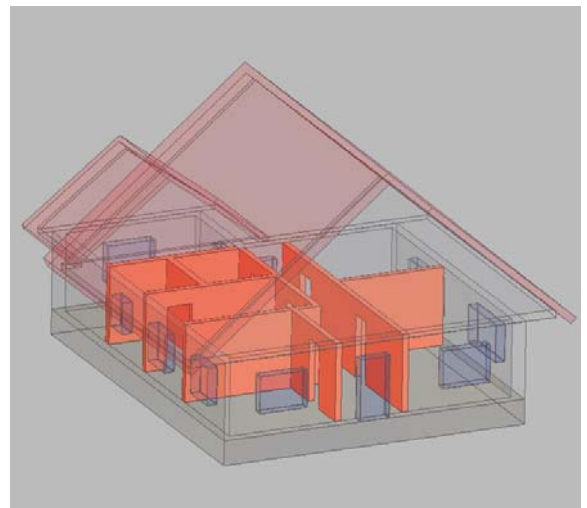


Figura 2.2.b Amplasarea pereților interiori



Figura 2.2.c Amplasarea tavanului

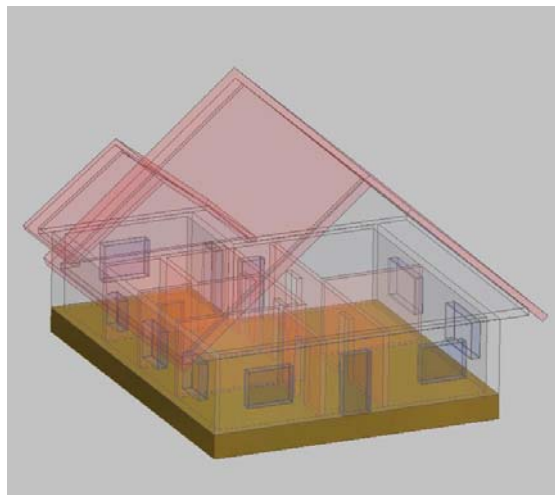
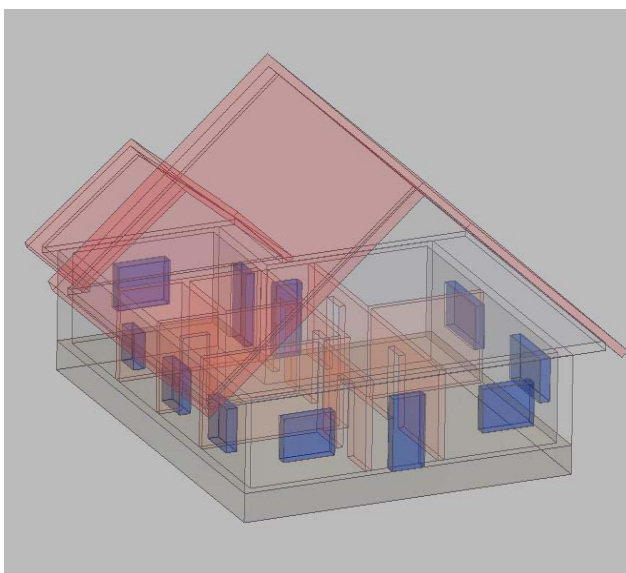
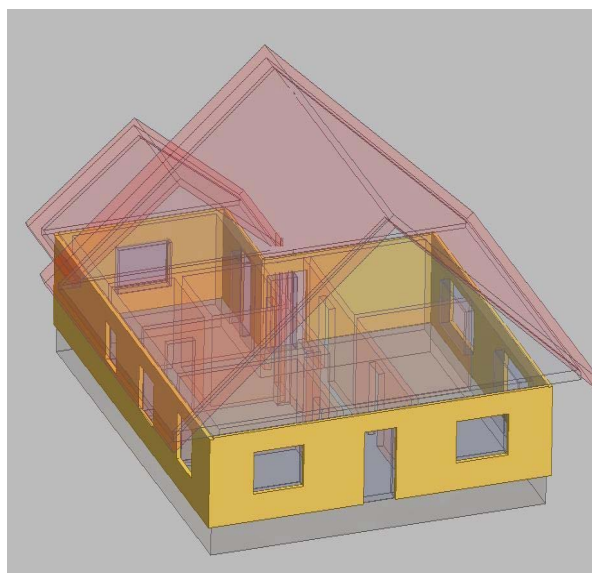


Figura 2.2.d Amplasarea podelei

Figura 2.2.e Amplasarea geamurilor și ușilor  
termopanFigura 2.2 f Amplasarea termoizolației pe  
pereții exteriori

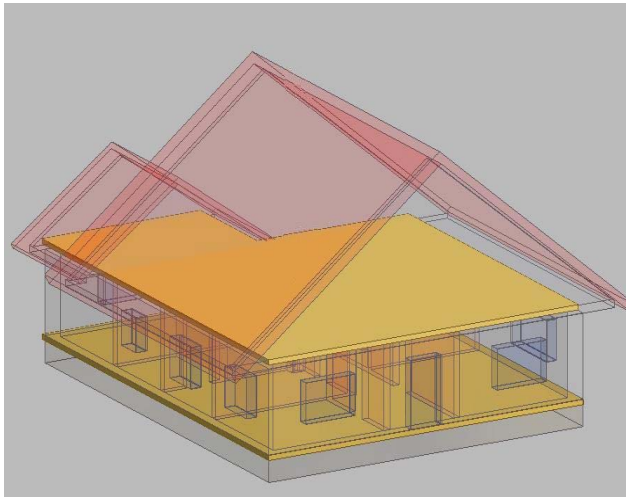


Figura 2.2.g Amplasarea termoizolației pe podea și tavan

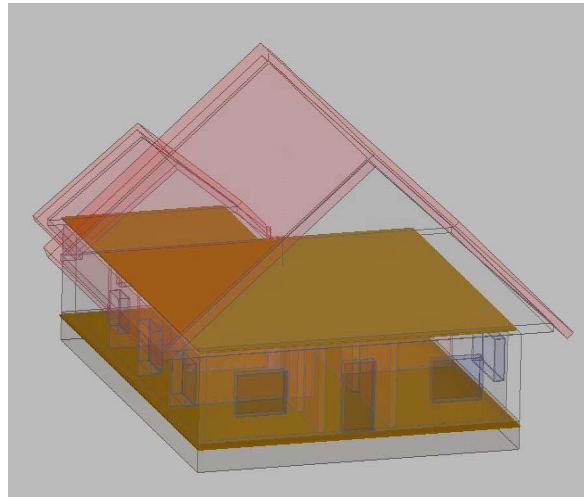


Figura 2.2.h Amplasarea parchetului

#### **II.4.a Determinarea grosimii stratului de izolație pentru pereții exteriori**

Zidurile exterioare sunt realizate din cărămidă având o grosime de 25 cm. Pe fața exterioară se aplică o izolație din polistiren extrudat. Atât pe fața interioară cât și pe cea exterioară a peretelui se aplică un strat de tencuială cu o grosime de 1 cm.

.....

Conform calculelor pe pereții exteriori se va aplica un strat de polistiren extrudat de 15 cm

#### **II.4.b Determinarea grosimii stratului de izolație pentru podea**

Podeaua este realizată dintr-un strat de beton de 30 cm peste care se pune un strat de polistiren extrudat. Peste izolație se pune parchet de lemn de brad tăiat în lungul fibrelor având o grosime de 4 cm.

.....

Conform calculelor grosimea stratului de izolație din podea va fi de 15 cm.

### II.4.c Determinarea grosimii stratului de izolație pentru tavan

Tavanul este realizat dintr-un strat de beton armat având o grosime de 20 cm peste care se aplică o termoizolație de polistiren extrudat. Pentru a putea fi folosit, podul este podit cu scânduri de brad cu o grosime de 3 cm.

.....  
În urma calculelor de mai sus se alege o izolație de 15 cm.

În tabelul 2.2 s-a prezentat grosimea stratului de termoizolație (atât grosimea calculată cât și cea aleasă) pentru fiecare element al construcției în parte.

Tabel 2.2 Grosimea stratului de termoizolație

Grosime izolație [cm]	Tavan	Pereți exteriori	Podea
Calculat	15,94	14,95	15,02
Ales	15	15	15

### II.5 Recalcularea necesarului total de căldură

Valoarea obținută din calcul pentru grosimea stratului de material termoizolator, s-a rotunjit la o valoare imediat apropiată standardizată și existentă în producția de serie, iar apoi se recalculează valoarea coeficientului global real, de transfer termic  $k_r$ , în vederea determinării pătrunderilor reale de căldură prin pereți.

Datorită faptului că în urma calculelor rezultatele obținute în cazul pereților exteriori și a podelei (14,95 cm respectiv 15,02 cm) sunt foarte apropiate de valoarea standardizată (aleasă) de 15 cm, coeficientul global de schimb de căldură va fi influențat într-o foarte mică măsură, rămânând practic neschimbat.

Situația însă se schimbă în cazul tavanului unde între grosimea izolației calculate și cea aleasă este o diferență de aproape 1 cm, diferență care va influența pierderile de căldură prin tavan.

.....

Se observă că în urma schimbării coeficientului global adoptat cu cel real pierderile de căldură prin tavan  $\dot{Q}_{tavan}$  a crescut cu 62 W de la 824 la 886 W iar  $\dot{Q}'_{tavan}$  a crescut cu 11 W de la 152 la 163 W, în total pierderile de căldură majorându-se cu 73 W, adică cu 0,07 KW.

Datorită faptului că doar pierderile de căldură prin tavan influențează necesarul total de căldură pentru locuință, necesarul real de căldură se calculează adăugând la necesarul total de căldură  $\dot{Q}_{total}$  care este de 8,46 KW (din 2.38), valoarea de 0,07KW care reprezintă de fapt cu cât s-au majorat pierderile de căldură prin tavan.

$$\dot{Q}_{total\_real} = \dot{Q}_{total} + 0,07 = 8,46 + 0,07 = 8,53KW \quad (2.46)$$

Prin urmare instalația va fi proiectată ca să asigure o putere de încălzire de 8,5 KW.

## III Pompe de căldură

### III.1 Rolul pompelor de căldură

Dintre diferitele forme de energie utilizate, în actuala etapă de dezvoltare a tehnicii, energia termică are ponderea cea mare în balanța energetică a unei țări. Datorită acestui fapt, se depun eforturi susținute pentru găsirea căilor optime de folosire a energiei termice, cu scopul economisirii resurselor energetice primare de combustibili.

Crizele petroliere din anii 1973 și 1979, împreună cu discuțiile asupra energiei pe care le-au generat, au determinat o puternică conștientizare a problemelor legate de producerea și utilizarea energiei. Câteva dintre acestea sunt:

- creșterea permanentă la nivel mondial al consumului de combustibili
- puternica dependență a unor state (în special a celor puternic dezvoltate ) de importul de energie
- poluarea mediului ambiant datorită emisiilor de substanțe nocive precum și prin căldura degajată

Se apreciază că de la începutul erei noastre până în 1990 s-a consumat o cantitate totală de energie echivalentă cu 420 miliarde tone combustibil convențional. Aceeași cantitate va fi consumată pe perioada 1990-2018, și mai târziu în intervale din ce în ce mai scurte. Această creștere a consumului mondial de energie –chiar și în condițiile scăderii consumului pe cap de locuitor- se datorează în primul rând puternicii creșteri demografice din țările în curs de dezvoltare.

În conformitate cu ultimele rezultate ale cercetărilor din domeniul resurselor de energie, se apreciază că rezervele disponibile și exploatabile de combustibili fosili sunt echivalente cu 1263 miliarde tone de combustibil convențional. Această cantitate este de circa trei ori mai mare decât cea care va fi consumată între 1990-2018.

Din analiza consumului total de energie primară din cadrul Uniunii Europene (din care și România va face parte din 2007), se poate vedea că aproximativ 82% se face în domeniul rezidențial și cel industrial. Din acesta 47% sunt utilizate pentru încălzirea locuințelor și pentru producerea căldurii necesare diverselor procese industriale. Se estimează că 30% din energia aferentă proceselor industriale se este eliberată la debite și temperaturi care ar permite o reutilizare a acesteia. Aceasta reprezintă 12% din consumul total de energie primară.

În anumite cazuri, de exemplu în scopuri de confort sau în anumite procese tehnologice energia termică trebuie să aibă un potențial termic redus, corespunzător unor temperaturi care nu depășesc 100...150°C.

Prin arderea combustibililor clasici, chiar și ai celor inferiori energia termică se obține la un potențial termic ridicat corespunzând unor temperaturi de 1500...2000 °C. La acest nivel, exergia căldurii –partea maximă care poate fi transformată în lucru mecanic- are valori însemnate, iar utilizarea în scopuri cum ar fi încălzirea apei într-un cazan de apă fierbinte duce la pierderi energetice însemnate și reducerea eficienței instalației.

În aceste condiții soluția rațională constă în principiu din valorificarea imenselor cantități de căldură care pot fi preluate de la mediul ambiant. O astfel de soluție este utilizarea pompelor de căldură pentru încălzire și prepararea apei calde menajere. Pompele de căldură oferă posibilități tehnice efective pentru economisirea de energie și reducerea emisiilor de CO<sub>2</sub>.

Pompele de căldură oferă premisele tehnologice necesare pentru a folosi eficient energia solară înmagazinată în apă, sol și aer sub formă de căldură ecologică. Ele obțin aproximativ trei sferturi din energia necesară pentru încălzire din mediul înconjurător, iar pentru restul utilizează ca energie de acționare curentul electric după cum reiese din figura 3.1.

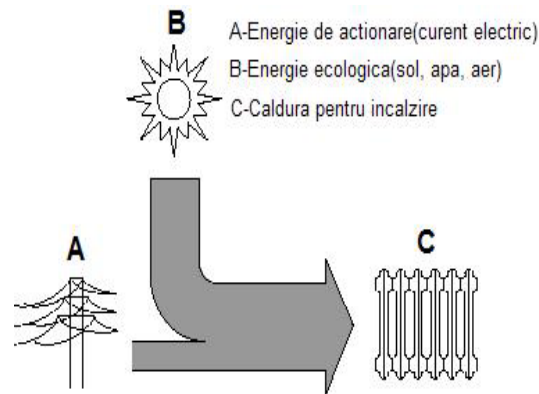


Figura 3.1 Schema energetică a pompei de căldură

Utilizarea pe scară largă a surselor regenerative de energie este împiedicată datorită neeconomicității acestora sau a suprafețelor mari necesare. Variațiile zilnice sau sezoniere la nivelul sursei de energie reprezintă o piedică suplimentară.

Pompele de căldură –ca sisteme de conversie a energiei –sunt mașini termice care pot ridica calitatea căldurii de la un nivel scăzut de temperatură până la un nivel ridicat de temperatură. Ele pot furniza în mod obișnuit căldură până la temperaturi de 120 °C.

Pentru încălzirea clădirilor, căldura este necesară la o temperatură ai mică de 90 °C ceea ce înseamnă că pompele de căldură pot furniza pentru întreaga piață din domeniul încălzirii clădirilor, asta reprezentînt 26 % din consumul total de energie primară. Datorită temperaturilor mai mari de 400 °C necesare în industrie pompele de căldură pot furniza numai 2% din întregul necesar de căldură.

Funcționarea oricărei instalații de încălzire produce emisii poluante .De exemplu cazanul pe combustibil lichid al unei instalații de încălzire și prepararea apei calde menajere pentru casa unei singure familii produce în medie pe an: 6 kg funingine, 41 kg acid sulfuric, 18 hg monoxid de carbon, 38 kg ozid de azot și 12000 kg dioxid de carbon. Toate aceste substanțe prezintă ele însele un pericol pentru mediul ambiant, contribuind totodată la creșterea efectului de seră. În cazul utilizării energiei electrice și a termoficării în scopul încălzirii emisiile de substanțe nocive se deplasează către centralele termo-electrice sau către centrele de termoficare astfel încât la locul de producere a căldurii nu sunt eliberate noxe poluante contribuind la scăderea poluării aerului în zonele dens populate mai ales în perioada de iarnă.



Deși majoritatea pompelor de căldură sunt acționate de energie electrică, mărindu-se în acest fel consumul de electricitate, tot se va reduce consumul total de combustibili fosili atunci când sunt înlocuite sistemele convenționale de încălzire. Modul în care pompele de căldură vor reduce emisiile poluante depinde de tehnologia pe care o înlocuiesc aceste pompe și de sursa de energie de acționare.

În cazul în care energia de acționare este energie electrică, reducerea depinde de modul de producere a acesteia. Dacă energia electrică nu este produsă pe baza de combustibili fosili, se așteaptă o reducere foarte puternică. Chiar și atunci când energia electrică este produsă din combustibili fosili pompele de căldură pot reduce emisiile de dioxid de carbon cu 30 până la 50 % în comparație cu cazanele clasice. Reducerea se datorează faptului că este nevoie de o energie mult mai mică de acționare.

Activitatea de cercetare trebuie orientată în următoarele direcții:

- găsirea de noi agenți de lucru care să aibă un potențial minim de distrugere a ozonului și o contribuție cât mai mică la efectul de seră și să nu prezinte toxicitate sau inflamabilitate
- ridicarea eficienței pompelor de căldură prin utilizarea de noi cicluri de lucru, de agenți termici de lucru și de componente constructive optimizate
- realizarea de pompe de căldură pentru temperaturi ridicate
- determinarea echilibrului optim dintre calitatea echipamentelor (în scopul limitării scăpărilor, a creșterii duratei de viață și a siguranței) pe de o parte, și timpul de recuperare a investițiilor pe de altă parte

### III.2 Evoluția utilizării pompelor de căldură

Având în vedere faptul că pompele de căldură își extrag o mare parte de energie din mediul înconjurător (apă, pământ, aer) sunt considerate a fi o sursă de energie regenerabilă în Elveția, Olanda, Danemarca, Finlanda și Norvegia.

În Uniunea Europeană, pompa de căldură ar putea contribui la onorarea unor angajamente privind furnizarea unui procent de 12% din consumul intern din consumul intern de energie din surse regenerabile.

În USA, pompa de căldură este din ce în ce mai folosită iar dezvoltarea acesteia este susținută de Agenția de Protecție a Mediului Înconjurător din USA.

Același lucru se întâmplă și în Canada unde Ministerul Resurselor Naturale își oferă tot sprijinul în acest sens.

În Elveția, pompa de căldură acopera deja 40% din noua piață de desfacere având ca obiectiv atingerea unui procent de 50% până în 2010. Datorită sprijinului venit din partea Biroului Federal de Energie, pompa de căldură reprezintă subiectul unor campanii stimulative în continuă creștere în lupta împotriva efectului de seră și a folosirii energiei regenerative.

În Germania, piața pompelor de căldură a crescut cu 23% între 1997 și 1998.

Suedia, deja echipată cu pompe de căldură are ca obiectiv dublarea numărului de pompe de căldură instalate ajungând la un număr de 620.000 până în 2010.

### III.3 Surse de căldură

După cum s-a spus în capitolele precedente pompele de căldură obțin aproximativ trei sferturi din energia necesară pentru încălzire din energia solară acumulată în mediul ambiant iar pentru restul folosesc energia electrică. Energia solară este ecologică și regenerativă.

În figura 3.2 se prezintă distribuția radiației solare la nivelul atmosferei și solului astfel:

- 19% este absorbită de vapori, ozon și praf
- 8% este disipată în atmosferă
- 4% este absorbită de către nori
- 17% este reflectată de către nori
- 6% este reflectată de către pământ
- 46% este absorbită de către pământ

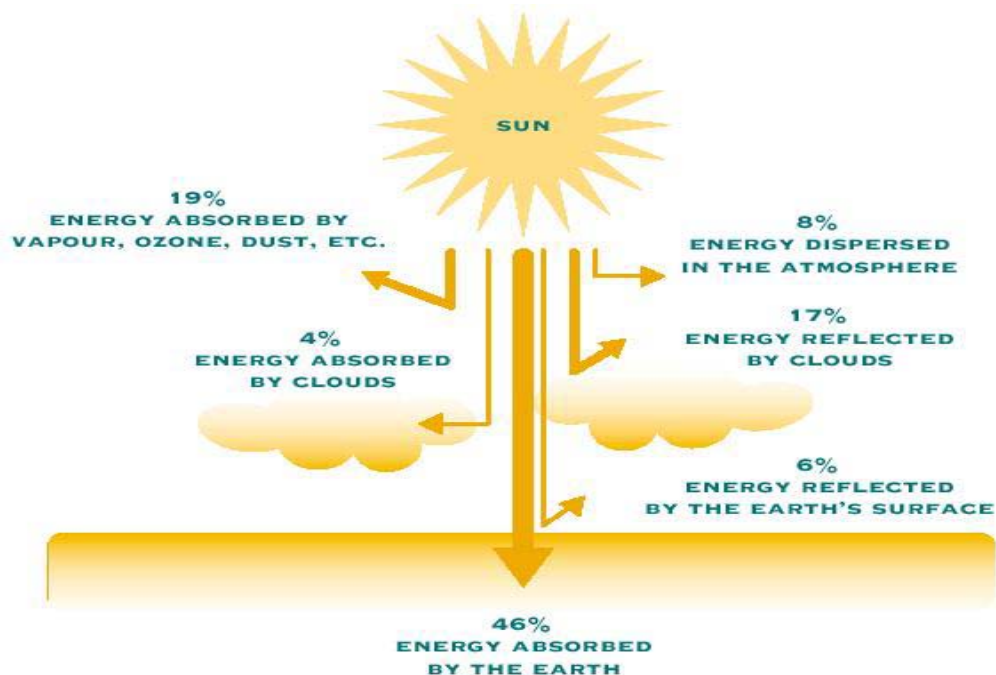


Figura 3.2 Distribuția radiației solare

Temperatura surselor naturale ca aerul, solul ,apele freatice și de suprafață variază în concordanță cu variația anuală a temperaturii cu o atenuare și o defazare în timp mai mare sau mai mică. Aceasta înseamnă că tocmai atunci când necesarul de căldură este maxim avem cel mai mic disponibil de căldură de la sursele naturale.

Prin urmare sursele naturale care depind în mică măsură de temperatura exterioară sunt cele mai indicate în procesul de alimentare cu căldură al locuințelor.

În figura 3.3 este prezentată variația medie a temperaturii pentru sol, aer și apă freatică pe parcursul întregului an.

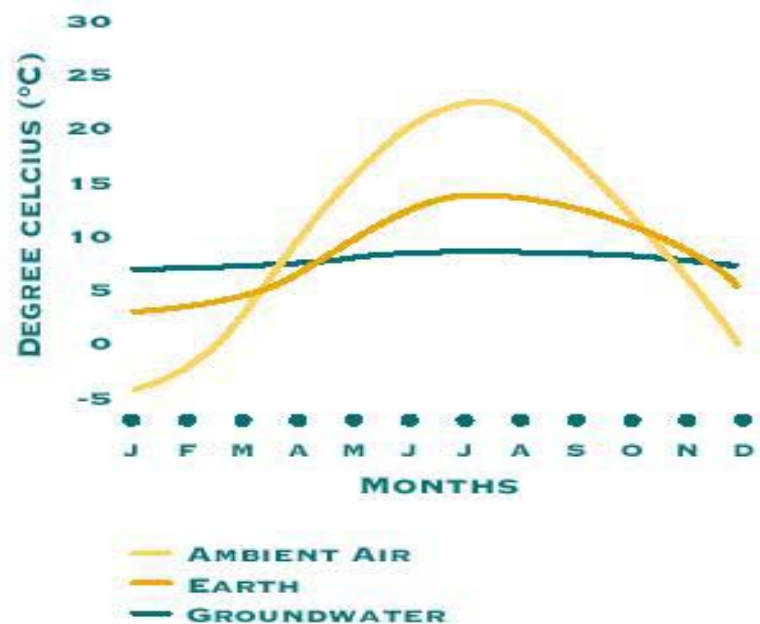


Figura 3.3 Variația temperaturii surselor naturale pe parcursul întregului an

Se observă că apa freatică (reprezentată cu verde) are temperatura cea mai constantă pe parcursul întregului an. Solul (reprezentat cu galben închis) prezintă o variație mai mare de temperatură față de apă freatică. Aerul (reprezentat cu galben deschis) prezintă cele mai mari variații de temperatură pe parcursul întregului an de aceea nu este recomandat pentru încălzirea clădirilor.

Pentru utilizarea practică a surselor de energie pe lângă o temperatură cât mai constantă pe parcursul întregului an mai trebuie respectate următoarele criterii:

- disponibilitate suficientă
- capacitate cât mai mare de acumulare
- nivelcât mai ridicat de temperatură
- regenerare suficientă
- captare economică
- timp redus de așteptare
- să nu fie corozivă

Pe lângă sursele naturale de energie care reprezintă de fapt acumulatori de energie solară se mai poate utiliza și căldura evacuată din diferite procese tehnologice.

Aerul ambient și cel evacuat din sistemele de climatizare, solul și apa freatică sunt surse de căldură pentru pompele de căldură de puteri mici, în timp ce apa de mare, lac sau râu, rocile, apa geotermală și apa tehnologică sunt utilizate pentru pompe de căldură de puteri mari.

*Aerul ambient* este gratis și disponibil peste tot, reprezentând cea mai obișnuită sursă de căldură pentru pompele de căldură. Acele pompe de căldură care utilizează aerul drept sursă de căldură ating însă coeficienți de performanță sezonieri cu 10-30% mai reduși decât în cazul utilizării apei ca sursă de căldură. Aceasta se datorează în special scăderii rapide a randamentului și puterii odată cu scăderea temperaturii exterioare, a diferenței relativ mari de temperatură din vaporizator și a energiei suplimentare necesare pentru degivrare și pentru funcționarea ventilatoarelor.

În condiții climatice blânde și umede, pe suprafața vaporizatorului se acumulează gheață, ceea ce duce la scăderea puterii și a randamentului pompei de căldură. Degivrarea bateriilor se realizează prin inversarea ciclului funcțional al pompei de căldură sau prin intrarea în funcțiune a unei rezistențe electrice. În acest mod crește consumul de energie, iar COP-ul total al pompei de căldură va scădea odată cu creșterea frecvenței degivrărilor. Eficiența totală poate fi mărită prin controlul frecvenței cu care se face degivrarea mai degrabă decât prin controlul timpului de funcționare.

Utilizarea aerului drept sursă de căldură se recomandă în special în cazul clădirilor existente, unde pompele de căldură aer-apă sau aer-aer își pot aduce contribuția la încălzire prin funcționarea în sistem bivalent, completând deci încălzirea clasică bazată pe arderea unui combustibil.

Puterea termică a agregatelor de pompa de căldură funcționând cu aer ca sursă de căldură este stabilită de către constructorul acestora încă din fabrică.

Pompele de căldură aer-apă pot funcționa pe perioada întregului an, întocmai ca și pompele de căldură ce extrag căldura din sol sau din apa freatică.

Trebuie însă observat faptul că puterea termică de încălzire a unei astfel de pompe de căldură variază foarte mult în funcție de temperatura aerului sursă de căldură. Astfel, la începutul și sfârșitul perioadei de încălzire (toamna și primăvara), puterea termică de încălzire este mult mai mare decât în cea mai rece zi a anului și simțitor mai mare decât necesarul de căldură al clădirii (dacă pompa de căldură a fost gândită să funcționeze în regim monovalent).

Din acest motiv , un astfel tip de pompă de căldură trebuie dotată cu un sistem de reglare a puterii termice livrate consumatorului de căldură.

*Aerul evacuat* din sistemele de climatizare reprezintă o sursă de căldură obișnuită pentru pompele de căldură din clădirile comerciale și rezidențiale. Prin recuperarea căldurii din aerul evacuat, pompele de căldură realizează încălzirea apei și/sau a spațiilor. În timpul perioadei de încălzire sau chiar în decursul întregului an este necesară funcționarea continuă a sistemului de climatizare-ventilare. Unele tipuri de pompe de căldură sunt astfel proiectate încât să utilizeze atât aer ambient cât și aer evacuat.

În cazul clădirilor mari, pompele de căldură având ca sursă de căldură aerul evacuat sunt de multe ori cuplate cu sisteme de recuperare a căldurii de tipul aer-aer.

*Apa freatică* prezintă o temperatură constantă (4-10°C) în multe zone. Pentru utilizarea ei sunt utilizate sisteme închise sau deschise. În sistemele deschise, apa subterană este pompată , răcită și apoi reinjectată într-un puț separat sau returnată către apa de suprafață. Sistemele de suprafață trebuiesc proiectate cu mare atenție, pentru evitarea problemelor legate de îngheț, coroziune și colmatare. Sistemele închise pot fi sisteme cu detentă directă (în care agentul termic de lucru vaporizează în interiorul țevilor montate subteran), sau sisteme cu agent intermediar. Sistemele cu agent intermediar prezintă în general performanțe tehnice mai scăzute, dar sunt mai ușor de întreținut. Dezavantajul major al acestor pompe de căldură este costul ridicat al lucrărilor pentru exploatarea sursei de căldură. Există totodată posibilitatea unor constrângeri suplimentare generate de legislația privitoare la protecția stratului de apă freatică și la preîntâmpinarea poluării solului.

*Solul* prezintă aceleași avantaje ca și apa freatică , și anume are temperaturi medii anuale ridicate. Căldura este extrasă cu ajutorul unor onducte îngropate orizontal sau vertical în sol, iar sistemele pot fi de asemenea cu detentă directă sau sisteme cu agent intermediar.

Capacitatea termică a solului depinde de umiditatea acestuia și de condițiile climatice. Datorită extragerii de căldură din sol, temperatura acestuia va scădea în decursul perioadei de încălzire. În regiunile foarte reci, cea mai mare parte a căldurii este extrasă sub forma de căldură latentă, atunci când solul îngheață. Cu toate acestea în timpul perioadei de vară, radiația solară încălzește solul, iar refacerea potențialului termic este posibilă în totalitate.

Solul prezintă capacitatea de a înmagazina sezonier căldura provenită de la soare, lucru care conduce la obținerea unei temperaturi relativ constante a acestei surse de căldură și la atingerea unor coeficienți sezonieri de performanță de valori ridicate.

Contribuția energiei geotermice – adică a acelui flux de căldură îndreptat de la interiorul către exteriorul pământului- este atât de redusă încât poate fi neglijată. Rezultă deci că energia extrasă din sol de către acest tip de pompe de căldură provine aproape exclusiv de la soare.

Pompele de căldură pentru clădirile de locuit și care utilizează solul drept sursă de căldură sunt astăzi executate sub formă de instalații compacte, ce pot fi montate cu ușurință în clădire.

Căldura preluată de la sursa de căldură este transportată cu ajutorul unui amestec antigel, al cărui punct de îngheț se situează la circa  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Prin aceasta se asigură faptul că sonda nu va îngheța în timpul funcționării. Schema acestui circuit este prezentată în figura 3.4

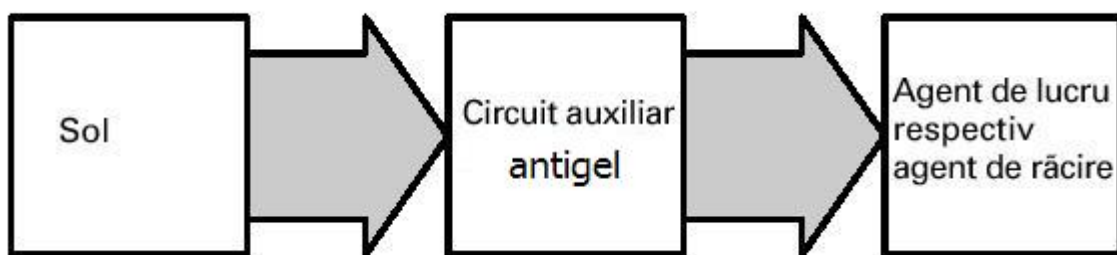


Figura 3.4 Schema circuitului de antigel

Extragerea căldurii din sol se poate face cu ajutorul unui sistem de țevi din material sintetic, cu o mare suprafață de transfer.

*Căldura geotermală* poate fi utilizată ca sursă de căldură acolo unde apa freatică este foarte puțină sau lipsește total. Adâncimea forajelor atinge 100...200m.

Atunci când este necesară o capacitate termică ridicată, forajele se fac înclinat pentru a cuprinde un volum mai mare se stâncă. Acest tip de pompă de căldură este întotdeauna conectat la un sistem de agent intermediar realizat din conducte din plastic. Unele dintre pompele de căldură de acest tip destinate clădirilor comerciale utilizează masivul pentru acumularea căldurii sau a frigului. Costurile ridicate ale operațiunilor de foraj împiedică însă utilizarea căldurii geotermale ca sursă pentru pompele de căldură domestice.

*Apa de râu și de lac* este în principiu o sursă foarte bună de căldură dar are ca principal devavantaj o temperatură scăzută în timpul iernii (apropiată de  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). Din acest motiv trebuiescluate măsuri de siguranță pentru a evita înghețarea vaporizatorului.

*Apa de mare* este o sursă excelentă de căldură și este utilizată în special pentru pompe de căldură de puteri medii și mari. La adâncimea de 25-50m, apa de mare are temperatura constantă  $5-8^{\circ}\text{C}$ , iar formarea ghieții nu mai constituie o problemă (Punctul de îngheț este la  $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).

Se pot folosi atât sistemele cu detentă directă cât și sistemele cu agent intermediar. Pentru preîntâmpinarea coroziunii și a colmatării cu substanțe organice trebuie luate măsuri constructive speciale în realizarea schimbătoarelor de căldură a pompelor și a conductelor.

*Apa tehnologică* se caracterizează prin temperaturi constante și relativ ridicate în tot timpul anului. Principalele probleme sunt legate de distanța până la utilizator și de variația fluxului de căldură transportat. Ca posibile exemple privind sursele de căldură din această categorie sunt: efluenții provenind din canalizare (apa de canalizare tratată și netratată), efluenții industriali, precum și apa de răcire (pentru condensare) de la procese industriale sau din producerea de energie electrică.

### III.4 Principiul de funcționare a unei pompe de căldură

Modul de funcționare al pompei de căldură corespunde modului de funcționare al unui frigider după cum se vede și din figura 3.5

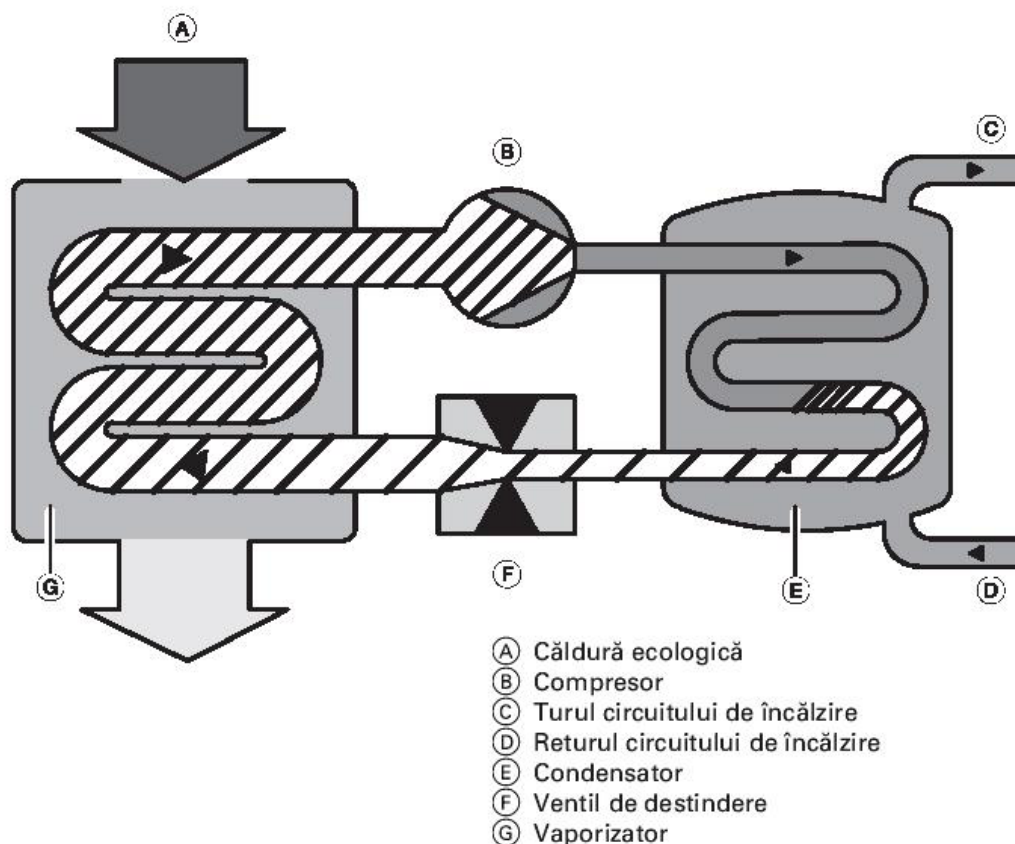


Figura 3.5 Funcționarea pompei de căldură



În cazul frigiderului, agentul de răcire scoate căldura cu ajutorul vaporizatorului, iar prin intermediul condensatorului aparatului, aceasta se transferă în încăperea. În cazul pompei de căldură, căldura se extrage din mediul înconjurător (sol, apă, aer) și se conduce la sistemul de încălzire. Circuitul agregatului de răcire se realizează conform legilor fizicii. Agentul de lucru, un lichid care atinge punctul de fierbere la o temperatură redusă, se conduce într-un circuit și consecutiv se evaporă, se comprimă, condensează și se destinde.

În vaporizator se află agent de lucru lichid la presiune redusă. Nivelul de temperatură al căldurii ecologice din vaporizator este mai ridicat decât domeniul de temperaturi de fierbere corespunzător presiunii agentului de lucru. Această diferență de temperatură conduce la o transmitere a căldurii ecologice asupra agentului de lucru, iar agentul de lucru fierbe și vaporizează. Căldura necesară se preia de la sursa de căldură.

Vaporii rezultați din agentul de lucru se aspiră continuu din vaporizator de către compresor și se comprimă. În timpul comprimării cresc presiunea și temperatura vaporilor.

Vaporii agentului de lucru ajung din compresor în condensator care este înconjurat de agent termic. Temperatura agentului termic este mai redusă decât temperatura de condensare a agentului de lucru, astfel încât vaporii se răcesc și se lichefiază din nou. Energia preluată în vaporizator și suplimentar, energia electrică transferată prin comprimare, se eliberează în condensator prin condensare și se transferă agentului termic.

În continuare se recirculă agentul de lucru prin intermediul unui ventil de destindere în vaporizator. Agentul de lucru trece de la presiunea ridicată a condensatorului la presiunea redusă a vaporizatorului. La intrarea în vaporizator se atinge din nou presiunea și temperatura inițială, astfel circuitul se închide.

### III.5 Regimuri energetice de funcționare

Regimul de funcționare al pompelor de căldură se adaptează sistemului de distribuție de căldură existent în clădiri.

.....  
Din punct de vedere tehnic se pot diferenția următoarele regimuri de funcționare:

- regim de funcționare monovalent
  - regim de funcționare bivalent
  - regim de funcționare monoenergetic
- .....

### III.6 Eficiența termică a pompelor de căldură

Cu o pompă de căldură se poate mări, prin alimentarea cu energie mecanică temperatura surselor de căldură neutilizabile ca de exemplu aerul, apa freatică sau solul. Pentru a obține un indice de putere momentan ridicat se tinde să se ajungă la puterea minimă pe tur de 35°C, la încălzirea prin pardoseală .

Cantitatea mai mare de căldură, cea cu care, de exemplu se alimentează o instalație de încălzire nu provine nu provine de la energia de acționare a compresorului, ci este în principal energie solară care se acumulează pe cale naturală în sol, aer sau apă.

Această cantitate poate fi în funcție de tipul acumulatorului de căldură, mai ales de nivelul de temperatură, de trei până la cinci ori mai mare decât energia cu care se alimentează compresorul.

Raportul dintre energia termică utilizată și energia electrică de acționare a compresorului se numește eficiență termică instantanee  $\mu$  .

$$\mu = \dot{Q} / P \quad (3.1)$$

unde:

$\dot{Q}$  este puterea termică cedată de către pompa de căldură la un moment dat în KW

P este puterea electrică cu care se alimentează pompa de căldură la un moment dat în KW

Cu cât diferența de temperatură dintre sursa de căldură și instalația de utilizat căldura este mai mică cu atât mai mare (mai bun) este indicele de putere.

Eficiența termică medie anuală  $\beta$  a instalației cu pompe de căldură se calculează ca raport dintre căldura cedată pe timp de un an de către instalația de pompe de căldură și puterea electrică absorbită de către instalația de pompe de căldură pe timp de un an (relația 3.2).

$$\beta = Q_{wp} / W \quad (3.2)$$

unde:

$Q_{wp}$  este cantitatea de căldură descărcată de către instalație pe parcursul unui an în KWh

$W$  este energia electrică cu care se alimentează instalația pe timp de un an în KWh

### III.7 Clasificarea pompelor de căldură

Sunt cunoscute mai multe puncte de vedere în conformitate cu care sunt clasificate instalațiile de pompe de căldură, o clasificare completă și riguroasă fiind foarte dificilă din cauza numeroaselor tipuri constructive și condițiilor de funcționare.

*În funcție de modul de realizare al ciclului de funcționare, precum și de forma energiei de antrenare există următoarele tipuri de pompe de căldură:*

-Pompe de căldură cu comprimare mecanică de vapori sau gaze, prevăzute cu compresoare cu piston, turbocompressoare, compresoare elicoidale antrenate de motoare electrice sau termice.

În cazul acestei pompe de căldură este posibilă atingerea unor temperaturi ridicate cu ajutorul sistemelor în mai multe trepte, dar acestea sunt complexe și necesită investiții mari. Problema cheie constă în găsirea unor fluide capabile să condenseze la temperaturi peste 120°C. Utilizarea amestecurilor non-azeotrope poate contribui la soluționarea problemei și permite chiar atingerea unei eficiențe ridicate.

-Pompe de căldură cu comprimare cinetică, prevăzute cu compresoare cu jet (ejectoare) și care utilizează energia cinetică a unui jet de abur. Datorită randamentului foarte scăzut al ejectoarelor și al consumului ridicat de abur de antrenare acest tip de pompe de căldură este din ce în ce mai puțin utilizat.

-Pompe de căldură cu comprimare termochimică sau cu absorbție care consumă energie termică, electrică sau solară. Ele prezintă avantajul de a utiliza căldura recuperabilă cu un preț scăzut și nu prezintă părți mobile în mișcare

-Pompe de căldură cu compresie-resorbție- se află încă în stare experimentală dar sunt foarte promițătoare deoarece combină avantajele sistemelor cu compresie cu cele ale sistemelor cu absorbție. Aceste pompe sunt capabile să atingă temperaturi ridicate de până la 180 °C și valori ridicate ale eficienței. Agenții termici de lucru pot fi soluții binare inofensive.

-Pompe de căldură termoelectrice bazate pe efectul Peltier și care consumă energie electrică.

*După puterea instalată pompele de căldură pot fi:*

-instalații mici: folosite pentru prepararea apei calde sunt realizate în combinație cu frigiderele având o putere de până la 1 KW.

-instalații mijlocii: destinate în principal pentru climatizare și încălzire pe întreaga durată a anului în locuințe relativ mici și birouri. Puterea necesară acționării este cuprinsă între 2 până la 20 KW iar puterea termică poate ajunge până la 100 KW.

-instalații mari: pentru condiționare și alimentare cu căldură. Aceste instalații sunt cuplate de regulă cu instalații de ventilare, de multe ori având și sarcină frigorifică servind la răcirea unor spații de depozitare sau servind patinoare artificiale. Puterea de acționare este cuprinsă între câteva zeci și sute de KW iar puterea termică depășește în general 1000 KW.

-instalații foarte mari: folosite în industria chimică, farmaceutică pentru instalații de vaporizare, concentrare, distilare. Puterea termică depășește câteva mii de KW și din această cauză sunt acționate numai de compresoare.

*În funcție de domeniul de utilizare a pompelor de căldură se pot clasifica în:*

-Pompe de căldură utilizate pentru încălzirea și condiționarea aerului în clădiri. Aceste pompe de căldură utilizează aerul atmosferic ca sursă de căldură, fiind recomandabile în regiunile cu climat temperat.

-Pompe de căldură folosite ca instalații frigorifice și pentru alimentarea cu căldură. Aceste pompe de căldură sunt utilizate succesiv pentru răcire în timpul verii și pentru încălzire în timpul iernii.

-Pompe de căldură folosite ca termocompresoare. Acestea sunt utilizate în domeniul instalațiilor de distilare, rectificare, congelare, uscare, etc.

-Pompe de căldură utilizate în industria alimentară ca termocompresoare precum și în scopuri de condiționare a aerului sau tratare a acestuia în cazul întreprinderilor de produse zaharoase, respectiv cel al antrepozitelor frigorifice de carne.

-Pompe de căldură destinate industriei energetice. În acest caz , ele sunt folosite pentru încălzirea camerelor de comandă, sursa de căldură fiind, spre exemplu, apa de răcire a condensatoarelor sau căldura evacuată de la generatoarele și transformatoarele electrice.

-Pompe de căldură utilizate pentru recuperarea căldurii din resursele energetice secundare. Se recomandă valorificarea prin intermediul pompelor de căldură a căldurii evacuate prin condensatoarele instalațiilor frigorifice sau a energiei apelor geotermale.

-Pompe de căldură folosite în industria de prelucrare a laptelui – acestea sunt utilizate simultan pentru răcirea laptelui și prepararea apei calde.

*După felul surselor de căldură utilizate pompele de căldură pot fi:*

-aer-aer: au ca sursă de căldură aerul atmosferic și folosesc aerul ca agent purtător de căldură în clădirile în care sunt montate. La acest tip de instalații inversarea ciclului este deosebit de ușoară astfel în sezonul rece instalația este utilizată pentru încălzire iar în sezonul cald pentru condiționare.

-apă-aer: folosesc ca sursă de căldură apa de suprafață sau de adâncime, apa caldă evacuată din industrie, agentul purtător de căldură fiind aerul.

-sol-aer: folosesc ca sursă de căldură solul iar agentul purtător de căldură este aerul.

-soare-aer: folosesc ca sursă de căldură energia termică provenită de la soare prin radiație iar agentul purtător de căldură este aerul.

-aer-apă: folosesc ca sursă de căldură aerul iar ca agent purtător de căldură apa.

-apă-apă: folosesc ca sursă de căldură apa iar ca agent purtător de căldură tot apa.

- sol-apă: folosesc ca sursă de căldură solul iar ca agent purtător de căldură apa.

-soare-apă: folosesc ca sursă de căldură radiația solară iar ca agent purtător de căldură apa

### III.8 Principii de dimensionare ale pompelor de căldură

Pentru instalațiile noi de pompe de căldură este foarte important să se calculeze foarte exact sarcina termică pentru încălzire a clădirii în conformitate cu normele tehnice în vigoare.

Pompele de căldură monovalente trebuie astfel dimensionate încât să fie capabile să acopere întreaga sarcină termică pentru încălzire a clădirii chiar și în cea mai rece zi de iarnă. În calculul puterii de încălzire necesare trebuie să se ia în considerare adaosurile suplimentare necesare pentru ventilare-aerisire și pentru prepararea apei calde menajere.

.....

### III.9 Pompe de căldură pentru utilizări casnice

Pompele de căldură pentru încălzirea și răcirea clădirilor pot fi împărțite în patru mari categorii, în raport cu funcțiile lor:

- Pompe de căldură numai pentru încălzire (acestea realizează numai încălzirea spațiilor și/sau a apei calde menajere).
- Pompe de căldură pentru încălzire și răcire (acestea realizează atât încălzirea cât și răcirea spațiilor). Cea mai des întâlnită este pompa de căldură reversibilă aer-aer, care poate funcționa fie pentru încălzire, fie pentru răcire. Pompele de căldură de dimensiuni mari din clădirile comerciale sau administrative utilizează apa pentru distribuția căldurii și a frigului, iar furnizarea acestora se realizează simultan.
- Sisteme integrate de pompe de căldură (acestea realizează încălzirea și răcirea spațiilor, încălzirea apei calde menajere și uneori recuperarea căldurii din aerul evacuat). Încălzirea apei menajere se poate face fie numai prin de-supraîncălzirea vaporilor, fie prin de-supraîncălzirea și condensarea vaporilor. Cea de-a doua variantă permite producerea apei calde menajere atunci când nu este necesară încălzirea sau răcirea spațiilor.
- Pompe de căldură pentru încălzirea apei calde menajere (destinate în totalitate pregătirii apei calde menajere). Acestea pot fi de tipul aer-apă sau apă-apă și utilizează ca sursă de căldură : aerul din imediata apropiere, aerul evacuat de către instalația de climatizare căldură de de-supraîncălzire.

### III.9.1 Încălzirea prin pardoseală

În alegerea sistemului de încălzire prin pardoseală există astăzi păreri diferite.

Datorită numeroaselor probleme generate de colmatarea cauzată de difuzia oxigenului. În anii '80 în Germania au fost realizate numeroase sisteme de încălzire, care utilizează surse clasice de căldură (cazane) și folosesc țeava ce nu permite difuzia oxigenului. Problemele apăreau însă în acele instalații de încălzire unde era prelucrat oțelul. Aici producea oxigenului coroziune și conducea la apariția depunerilor sub formă de nămol.

Dacă instalația nu conține elemente ce pot fi corodate, nu se formează nici depunerile sub formă de nămol. În unele țări europene se utilizează de asemenea țevi care permit difuzia oxigenului, dar materialele sunt rezistente la coroziune și cazanul este protejat prin intercalarea unui schimbător de căldură. Această experiență tehnică a condus și în Germania la utilizarea țevilor din polipropilenă, care chiar dacă sunt mai scumpe, prezintă o foarte bună rezistență la difuzia oxigenului și compensează astfel cheltuielile suplimentare pentru instalația de încălzire cu pompa de căldură. O schemă a încălzirii prin pardoseală este prezentată în figura 3.6

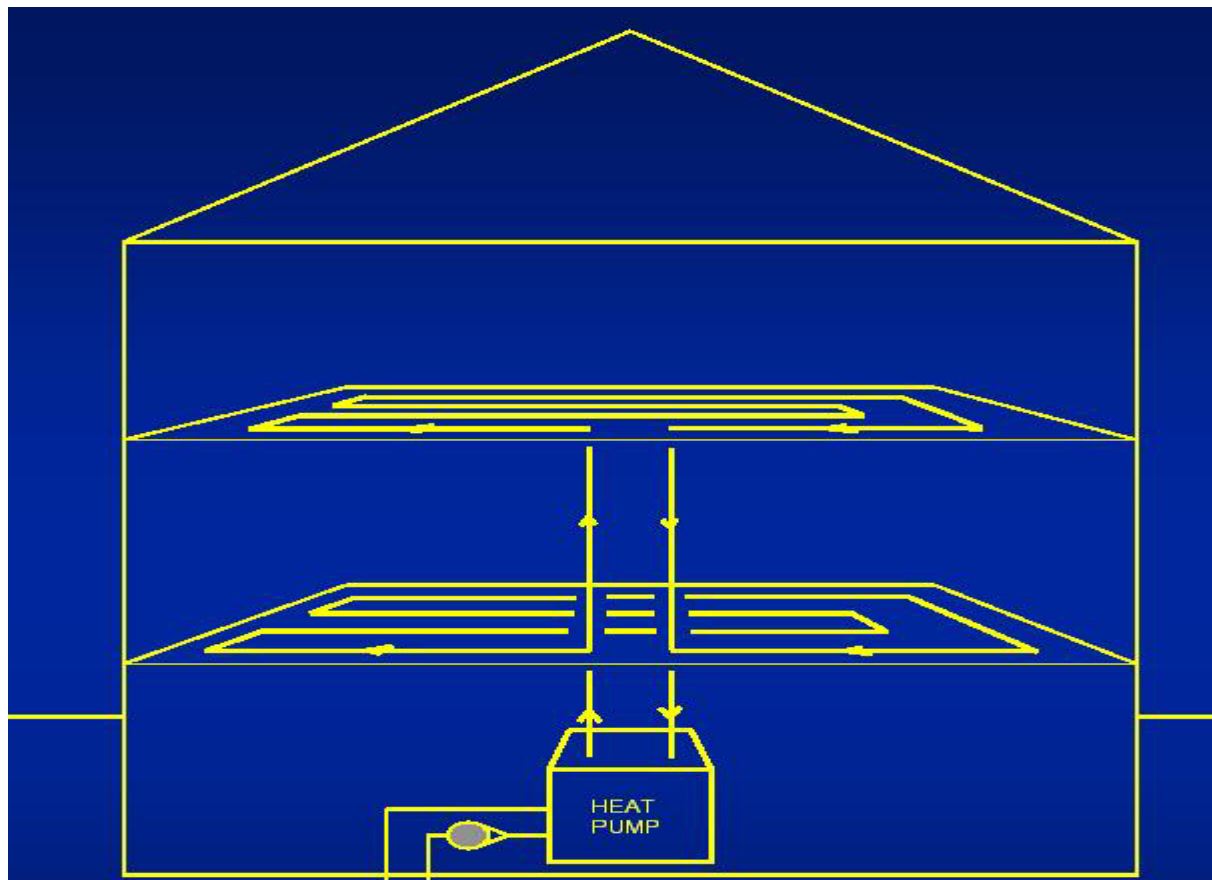


Figura 3.6 Încălzirea prin pardoseală

Sistemele de încălzire prin pardoseală lucrează cu temperaturi superficiale scăzute chiar și la sarcini termice mici.

.....

### **III.9.2 Prepararea apei calde menajere**

Producerea de apă caldă menajeră prezintă alte cerințe în comparație cu producerea agentului termic pentru încălzirea spațiilor, și anume:

- alimentarea cu apă caldă se face pe parcursul întregului an la debite și temperaturi aproximativ constante
- nivelul de temperatură solicitat ..... este sensibil mai ridicat decât cel pentru un sistem modern de încălzire prin pardoseală

.....

Mărimea rezervorului-acumulator depinde de consumul de apă caldă-menajeră. Se recomandă să se renunțe la un sistem pentru re-circularea apei calde, deoarece consumul suplimentar de energie pe care implică nu influențează nici îmbunătățirea confortului, nici consumul de apă caldă. În cazul în care nu se poate renunța la re-circularea acesteia trebuie limitată la orele de vârf de consum. Un rezervor-acumulator este prezentat în figura 3.7



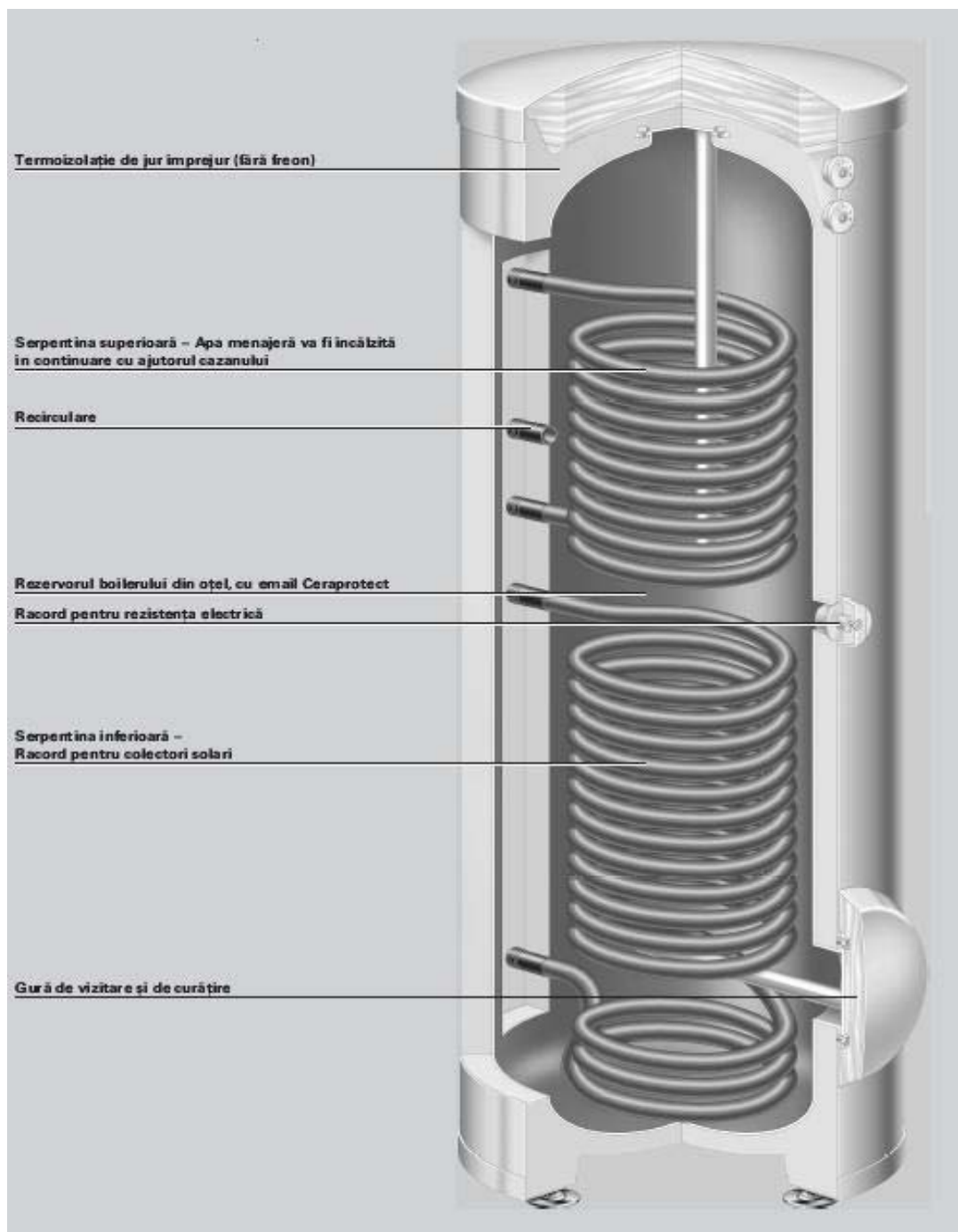


Figura 3.7 Rezervor acumulator

### III.10 Variante de pompe de căldură

Pentru încălzirea locuințelor și prepararea apei calde menajere cele mai utilizate variante sunt:

- Pompa de căldură aer-apă
- Pompa de căldură apă-apă
- Pompa de căldură sol-apă - cu colectori orizontali
  - cu sonde

### **III.10.1 Pompa de căldură aer-apă**

Pompele de căldură sistem aer-apă se pot utiliza în prezent la fel ca pompele de căldură sol-apă sau apă-apă pe durata întregului an.

În clădiri construite conform standardelor în vigoare, pompa de căldură sistem aer-apă poate funcționa monovalent sau monoenergetic în combinație cu o rezistență electrică.

Sursa de căldură –aerul- este foarte ușor de procurat și este disponibil peste tot în cantități nelimitate, prin aer se înțelege utilizarea aerului din exterior. Nu se acceptă utilizarea ca sursă de căldură în clădiri de locuit a aerului din interior pentru încălzirea locuințelor. Aceasta se poate utiliza numai în cazuri speciale, ca de exemplu în cazul utilizării de căldură recuperată în firmele de producție și în industrie.

În cazul surselor de căldură pentru aer, dimensionarea sursei de căldură se stabilește în funcție de tipul constructiv și de dimensiunea aparatului. Cantitatea necesară de aer este dirijată de către un ventilator încorporat în aparat, prin canale de aer către vaporizator, care extrage căldura din aer. Schema unei asemenea instalații este prezentată în figura 3.8

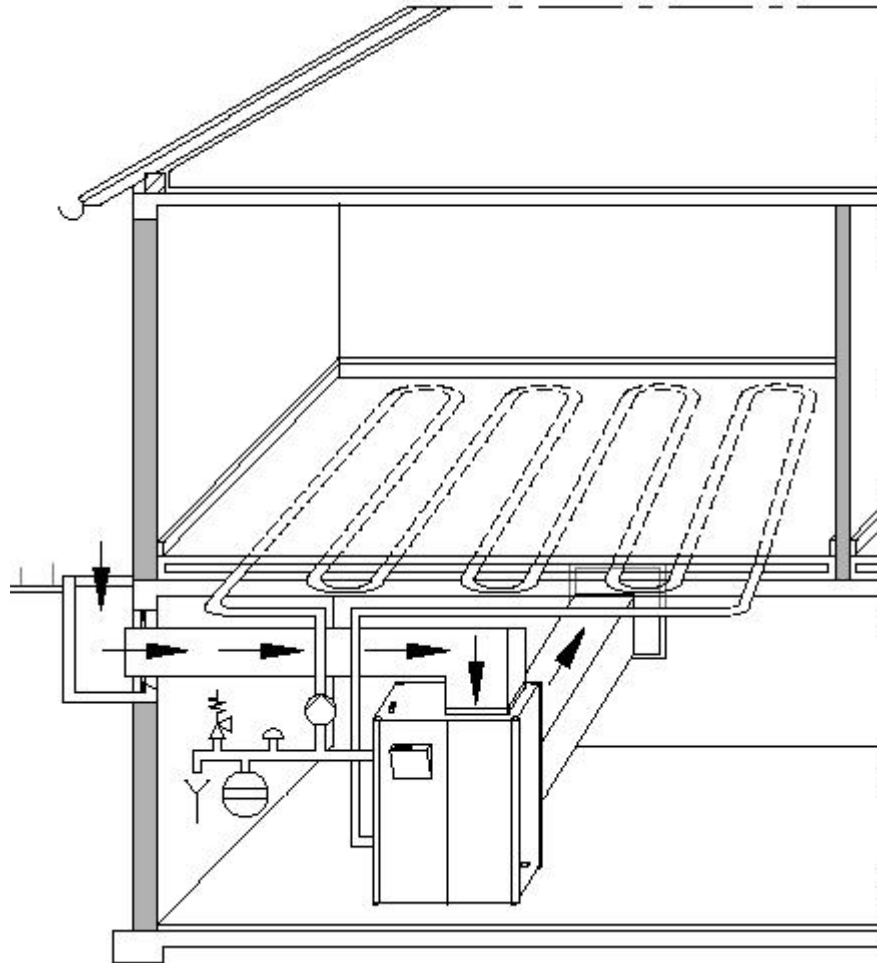


Figura 3.8 Pompa de căldură aer-apă

Caracteristic acestei pompe de căldură este faptul că poate funcționa foarte ușor atât în încălzire în sezonul rece, dar și în condiționare în sezonul cald. Datorită temperaturilor scăzute ale aerului în sezonul rece eficiența pompei scade considerabil față de eficiența pompelor care folosesc ca sursă de căldură solul sau apa.

### III.10.2 Pompa de căldură apă-apă

Apa freatică este un bun cumulator pentru căldura solară.

.....

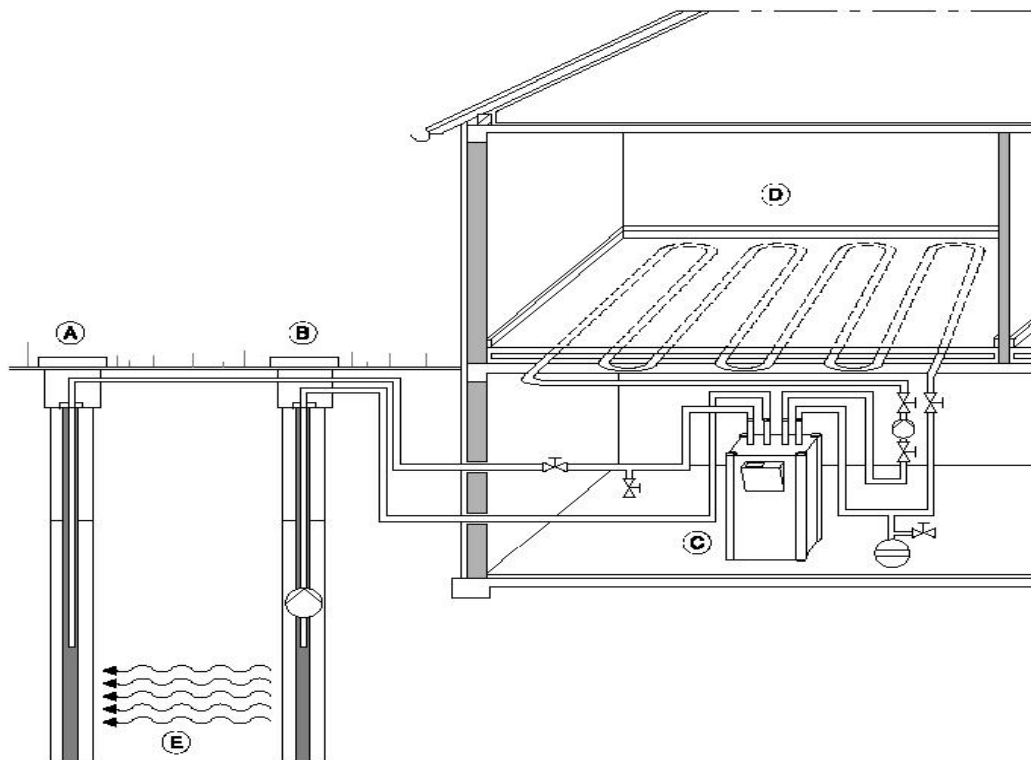
Datorită nivelului de temperatură constant al sursei de căldură, indicele de putere al pompei de căldură se menține de-a lungul anului ridicat. Din păcate apa freatică nu se găsește în cantitate suficientă în toate zonele și nu are o calitate corespunzătoare, dar acolo unde condițiile permit, merită să se utilizeze acest sistem.

În cazul apei freatică fără conținut de oxigen, dar cu conținut ridicat de fier și mangan se îngălbenesc puțurile. În acest caz apa nu trebuie să vină în contact cu aerul sau trebuie tratată corespunzător. Pentru a reduce coroziunea vaporizatoarelor acestea trebuie realizate din oțel inoxidabil.

Lacurile și râurile sunt indicate pentru obținerea de căldură, pentru că ele funcționează de asemenea ca acumuloare de căldură.

Utilizarea apei freatică trebuie aprobată de către organele competente (Regia Apelor).

Este recomandabil ca apa freatică să nu fie pompată de la adâncimi mai mari de 15 m, costurile pentru instalația de foraj ar fi mult prea ridicate. Pentru instalații industriale sau instalații mari se poate foră și la adâncimi mai mari. Pentru utilizarea căldurii trebuie realizat un puț aspirant și un puț absorbant după cum se vede și în figura 3.9



Instalație de pompe de căldură pentru apa freatică

- (A) Puț absorbant
- (B) Puț cu pompă
- (C) Pompă de căldură WW
- (D) Încălzire prin pardoseală
- (E) Direcția de curgere a apei freatică

Figura 3.9 Pompa de căldură apă-apă

Extracția și recircularea trebuie să se realizeze în direcția de curgere a apei freatice pentru a evita un așa-numit scurtcircuit. Între extracție (puț cu pompă) și recirculare (puț absorbant) trebuie să se mențină o distanță de circa 5m.

.....

### III.10.3 Pompa de căldură sol-apă cu colectori orizontali

Solul are proprietatea că poate acumula și menține energia solară pe o perioadă mai lungă de timp, ceea ce conduce la un nivel de temperatură al sursei de căldură aproximativ constant de-a lungul întregului an și astfel la o funcționare a pompelor de căldură cu indice de putere momentan ridicat.

Preluarea de căldură din sol se realizează prin intermediul tuburilor din material plastic cu suprafață mare montate în sol ca și în figura 3.10

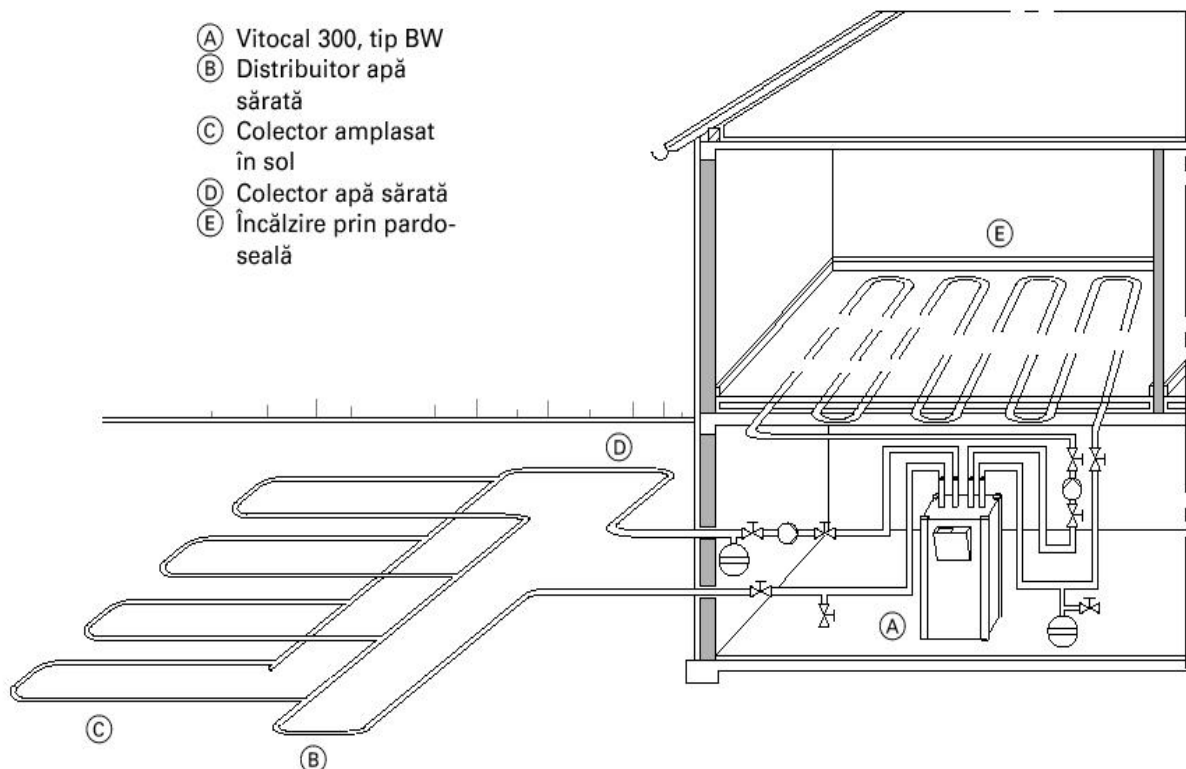


Figura 3.10 Pompa de căldură sol-apă cu colectori orizontali

Tuburile din material plastic (PE) se amplasează paralel, în sol, la o adâncime de 1,2...1,5m și în funcție de diametrul ales al tubului, la o distanță de 0,5...0,7m astfel încât pe fiecare metru pătrat de suprafață de absorbție să fie montat 1,43 până la 2 m de tub (figura3. 11)



Figura 3.11 Așezarea colectorilor orizontali

Lungimea tuburilor nu trebuie să depășească o lungime de 100m deoarece în caz contrar cresc pierderile de presiune.

Capetele tuburilor sunt introduse în colectoare pe tur și pe retur, care trebuie amplasate la un nivel mai ridicat decât tuburile, pentru a se putea aerisi întregul sistem de tuburi. Fiecare tub se poate bloca separat.

Apa sărată se pompează prin tuburile din material plastic cu ajutorul unei pompe de circulație, astfel acesta preia căldura acumulată în sol. Prin intermediul pompei de căldură se utilizează căldura pentru încălzirea încăperilor.

Înghețarea temporară a solului în zona din jurul tuburilor de obicei în a doua jumătate a perioadei de încălzire nu are efecte secundare asupra funcționării instalației și asupra creșterii plantelor. Dar totuși nu trebuie plantate plante cu rădăcini foarte adânci în jurul tuburilor pentru apă sărată.

Regenerarea solului încălzit se realizează începând cu a doua jumătate a perioadei de încălzire prin radiație solară și precipitații mai puternice, astfel încât se poate asigura faptul că pentru perioada următoare de încălzire acumulatorul sol este pregătit din nou pentru încălzire.

Lucrările de săpături necesare, se realizează în cazul construcțiilor noi fără costuri suplimentare foarte mari dar în cazul construcțiilor deja existente, costurile sunt de regulă atât de ridicate încât de cele mai multe ori se renunță la această variantă. Săpatul șanțurilor se poate face mecanizat cu excavatoare după cum se poate vedea și din figura 3.12 .



Figura 3.12 Săparea șanțurilor

Căldura din sol determinantă pentru preluarea de căldură este energia solară acumulată care prin radiație directă prin transfer de căldură din aer sau din precipitații se transmite solului. Aceasta este și sursa de căldură care este responsabilă de regenerarea relativ rapidă a solului răcit după o perioadă de încălzire.

.....

Variația de temperatură în straturile superioare în funcție de anotimp este prezentată în figura 3.13 . Imediat ce se coboară sub nivelul de îngheț aceste variații sunt mult mai reduse.

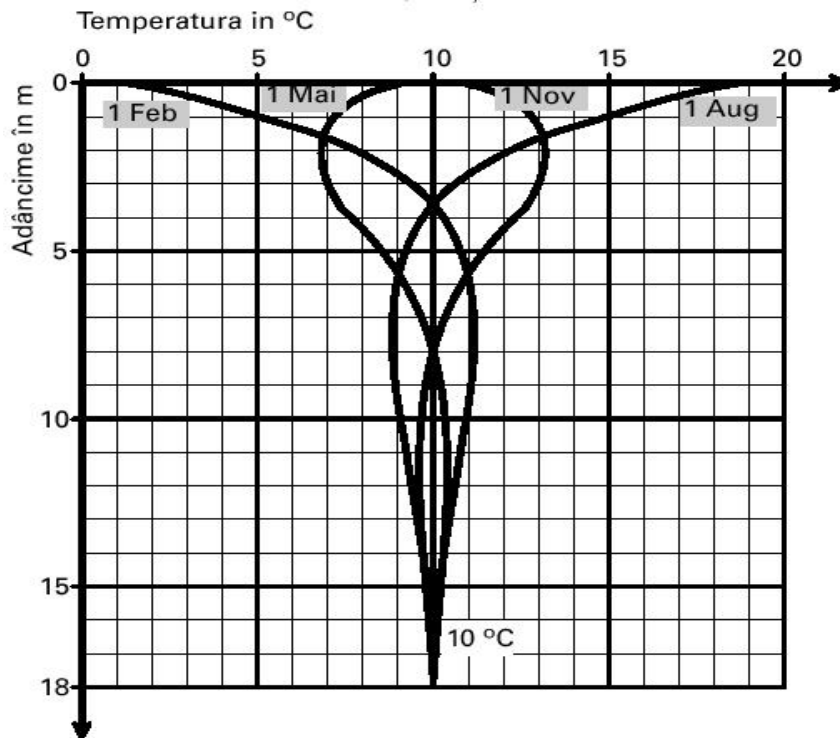


Figura 3.13 Variația temperaturii în funcție de adâncime și anotimp

Cantitatea de căldură care se poate utiliza și prin aceasta mărimea suprafeței necesare depinde foarte mult de proprietățile termofizice ale solului și de energia radiată adică de condițiile climatice.

Proprietățile termice cum ar fi capacitatea volumetrică de căldură și conductibilitatea termică, depind foarte mult de compoziția și de proprietățile solului.

.....



Aceste valori mici ale puterii de extragere a căldurii din sol conduc la suprafețe foarte mari ale colectoarelor după cum se poate vedea și din figura 3.15



Figura 3.15 Suprafața mare a colectorului

### III.10.4 Pompa de căldură sol-apă cu sonde

Datorită suprafeței mari necesare pentru montarea colectoarelor orizontale pentru sol, este dificilă realizarea chiar și în cazul locuințelor noi din motive de spațiu. În special în orașele aglomerate, cu suprafețe foarte mici spațiul este limitat. Din acest motiv în prezent se montează cu preponderență sonde verticale de căldură pentru sol, care se pot introduce la adâncime de 50 până la 150m. O astfel de instalație este prezentată în figura 3.16

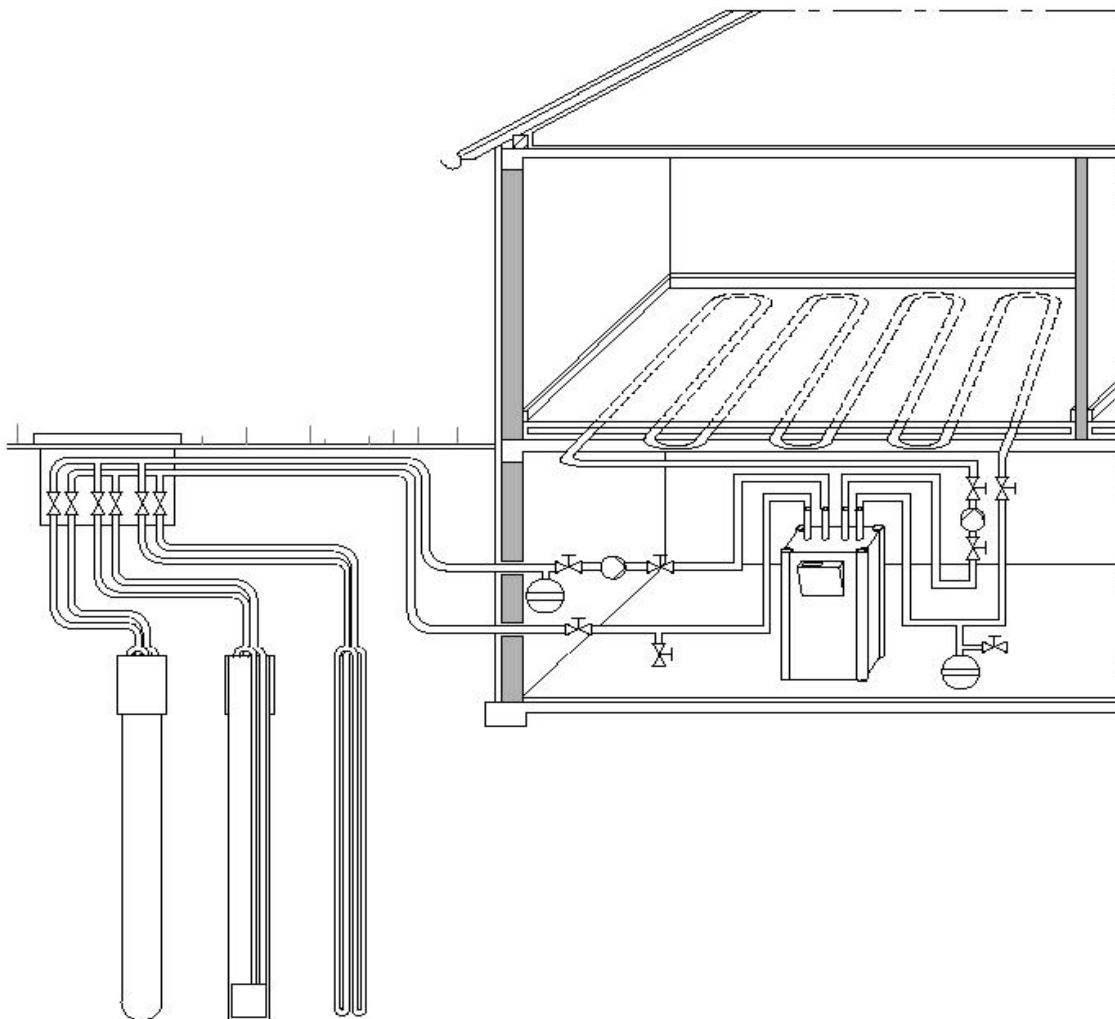


Figura 3.16 Pompa de căldură sol-apă cu sonde

Se utilizează diferite modele tehnice și modalități de instalare. Sondele sunt fabricate de obicei din tuburi de polietilenă.

De regulă se montează patru tuburi paralele, (sondă cu tub dublu cu profil U). Apa sărată curge în jos din distribuitor în două tuburi și este recirculată în sus, prin celelalte două tuburi spre colector. Toate golurile dintre tuburi se vor umple cu un material termoconductor numit betonit. O astfel de sondă este prezentată în figura 3.17

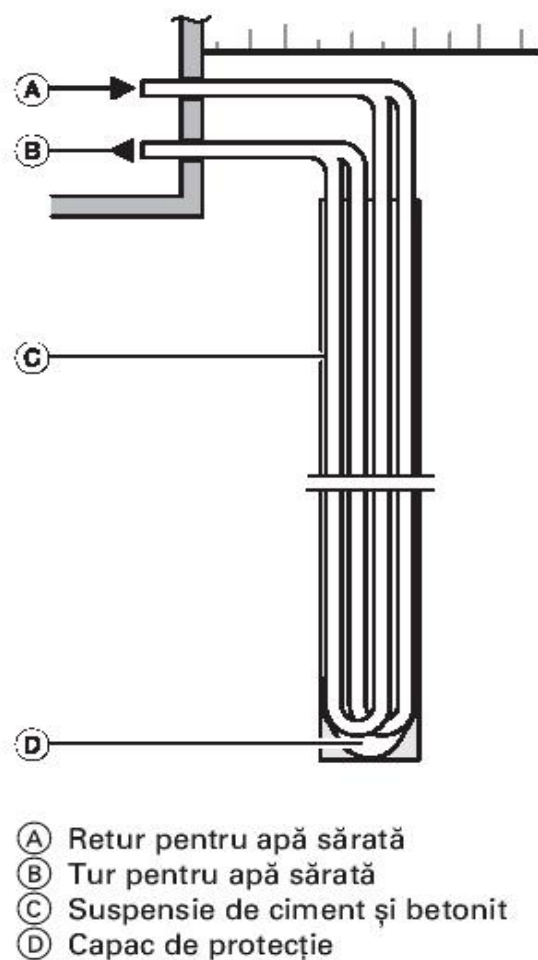


Figura 3.17 Sonda

Distanța dintre două sonde pentru sol trebuie să fie de 5...6 m.

O altă variantă este formată din tuburi coaxiale cu un tub interior din material plastic pentru alimentare și un tub exterior din material plastic pentru recircularea apei sărate.

Sondele de căldură pentru sol se montează în funcție de model, cu utilaje de forej (figura3.18) sau cu utilaje de înfigere prin batere.



Figura 3.18 Instalații de foraj

În acele regiuni cu soluri ce pot fi ușor forate sondele din polietilenă sunt puse în operă cu ajutorul unor instalații de foraj cu spălare cu apă. Pentru aceasta se utilizează o sapă de foraj cu diametrul de cel puțin 90mm. Apa este pompată cu mare presiune prin această sapă de foraj și aduce la suprafață materialul dislocat. Materialul dislocat este depozitat într-o groapă în apropierea forajului. Apa în exces este preluată de la partea superioară a acestei gropi și reutilizată în procesul de forare. În momentul atingerii adâncimii de foraj prevăzute se introduce în gaura de foraj o sondă deja pregătită verificată la presiune și plină cu apă. Apoi sonda de foraj este ridicată și demontată bucată cu bucată. În final gaura forată se umple din nou cu pământ. Ca material de umplere se poate folosi betonitul. Dacă în timpul forajului au fost perforate straturile impermeabile, acestea trebuie refăcute la umplere. Pentru procedeul mai sus amintit costurile estimate pentru condiții geologice forabile sunt apreciate la 35-40\$ pe fiecare metru de sondă.

Aceste costuri sunt însă puternic dependente de structura subsolului și de procedeul de foraj utilizat.

Pentru aceste tipuri de instalații este necesară o aprobare de la organele competente.

Numeroase instalații cu pompe pentru sonde de căldură, pentru sol funcționează de mulți ani fără a prezenta vreo defecțiune și sunt preferate de utilizatori. Conform măsurătorilor efectuate în condiții hidrogeologice bune, mai ales în cazul în care există apă freatică curgătoare, este posibilă funcționarea monovalentă a pompelor de căldură fără răcirea pe timp îndelungat a solului.

Premisa pentru proiectarea și montarea sondelor de căldură pentru sol o reprezintă :

- cunoașterea exactă a caracteristicilor solului
- modului de așezare a straturilor
- rezistența mecanică a solului
- existența apei subterane, cu stabilirea nivelului acesteia și a direcției de curgere

.....

### **III. 11 Recomandări privitoare la proiectarea și realizarea instalațiilor de pompe de căldură cu agent intermediar**

Pompele de căldură cu agent intermediar necesită o proiectare individuală, pentru fiecare tip în parte, a instalației pentru sursa de căldură. Instalația pentru sursa de căldură trebuie să fie întotdeauna accesibilă din partea clădirii.

Pentru extragerea căldurii din sol, criteriul principal îl constituie temperatura de utilizare a căldurii extrase de la sursa de căldură. În acest scop, se pot utiliza următoarele sisteme:

- sonde îngropate în pământ
  - schimbătoare de căldură îngropate în pământ până la o adâncime de 1,2 m
  - absorbere pentru montarea în aer liber (numai pentru pompele de căldură bivalente)
  - absorbere pentru montarea în spații cu temperatură moderată
  - schimbătoare de căldură cu circulație forțată a aerului, montate în aer liber sau în spații cu temperatură moderată
  - schimbătoare de căldură în râuri și lacuri
- .....

## IV. Calculul termic al pompelor de căldură

### IV.1 Pompe de căldură cu subrăcire internă (regenerare)

În cazul freonilor pentru ameliorarea ciclului frigorific se utilizează subrăcirea internă sau regenerarea. O instalație cu asemenea soluție este prezentată în figura 4.1 iar procesele de lucru care alcătuiesc ciclul cu regenerare sunt redată în diagrama alăturată (figura 4.2).

.....

Un mare avantaj îl reprezintă faptul că asigură funcționarea în regim uscat a compresorului, adică în domeniul vaporilor supraîncălziți, fără prezența lichidului în cilindri.

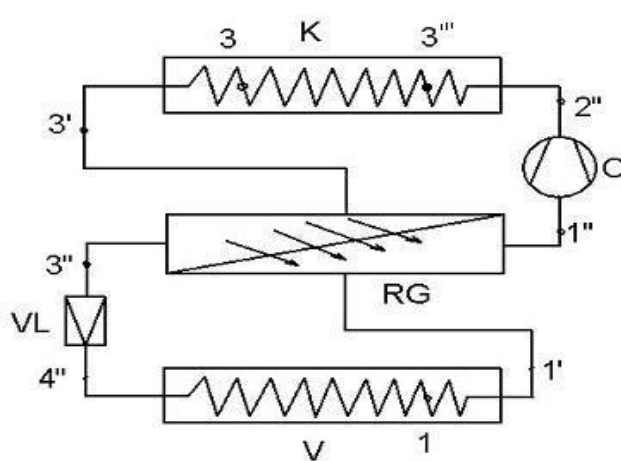


Fig 4.1 Schema instalației cu subrăcire Internă

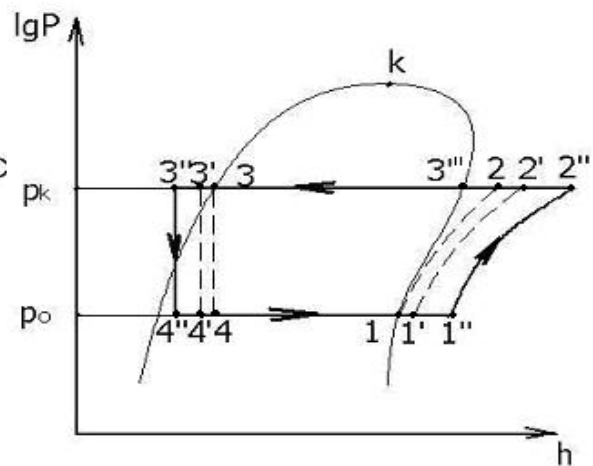


Fig 4.2 Diagrama ciclului cu subrăcire regenerativă

Semnificațiile notațiilor din figura 4.1:

V-vaporizatorul instalației

RG –schimbător de căldură regenerativ

C – compresorul instalației

K – condensatorul instalației

VL – ventil de laminare

1234-reprezintă ciclul termic fără supraîncălzire a vaporilor și subrăcire a lichidului  
 1'2'3'4'-reprezintă ciclul termic cu supraîncălzire a vaporilor și subrăcire a lichidului  
 1''2''3''4''-reprezintă ciclul termic cu supraîncălzire a vaporilor și subrăcire a lichidului și schimbător intern de căldură (regenerativ).

*Principiul de funcționare:*

În urma căldurii absorbite de la mediul ambiant, agentul frigorific vaporizează astfel încât în punctul 1 ultima picătură de lichid se transformă în gaz, urmând apoi o ușoară supraîncălzire a vaporilor (de 6°C) având la ieșirea din vaporizatorul V starea 1'.

Vaporii intră apoi în schimbătorul intern de căldură RG unde se încălzesc preluând căldură de la condens având la ieșirea din regenerador starea 1'' urmând a fi aspirați de către compresorul C. În urma comprimării vaporii își măresc temperatura și presiunea având la ieșirea din compresor starea 2''.

În condensatorul K vaporii cedează căldura mediului încălzit (în cazul nostru apă) printr-o răcire a vaporilor refuși de compresor urmată de un proces de condensare, proces început în punctul 3''' și încheiat în punctul 3 după care are loc o ușoară subrăcire a lichidului până în punctul 3' (aproximativ 3°C).

În continuare lichidul intră în schimbătorul regenerativ unde se răcește până la starea 3'' prin cedare de căldură vaporilor ieșiți din vaporizator după care intră în ventilul de laminare VL unde în urma destinderii are loc o scădere de presiune și temperatură ajungând în punctul 4''. După ieșirea din ventilul de laminare lichidul intră în vaporizator încheindu-se astfel ciclul termic.

Calculul termic al ciclului cu regenerare prezintă o particularitate specifică tuturor instalațiilor termice cu schimbătoare interne de căldură. Schimbătorul intern de căldură permite scrierea unei singure ecuații de bilanț termic sub forma

$$\dot{Q}_{RG} = \dot{m} \cdot (h_3'' - h_3') = \dot{m} \cdot (h_1'' - h_1') \quad [\text{KW}] \quad (4.1)$$

unde:

$\dot{Q}_{RG}$  reprezintă sarcina termică a schimbătorului intern de căldură în KW

$\dot{m}$  reprezintă debitul de agent frigorific în kg/s

$h_3''$  reprezintă entalpia lichidului la ieșirea din schimbătorul intern în KJ/kg

$h_3'$  reprezintă entalpia lichidului la intrarea în schimbătorul intern în KJ/kg



$h_1''$  reprezintă entalpia vaporilor la ieșirea din schimbătorul intern în KJ/kg

$h_1'$  reprezintă entalpia vaporilor la intrarea în schimbătorul intern în KJ/kg

În această ecuație apar două mărimi necunoscute și anume  $h_1''$  și  $h_3''$ . Pentru a putea efectua calculul termic al ciclului este necesar ca una din cele două entalpii să fie impusă prin valoarea temperaturii stării respective. Cealaltă entalpie va rezulta din ecuația de bilanț termic.

Literatura de specialitate recomandă ca temperatura vaporilor supraîncălziți  $t_1''$  să fie puțin sub temperatura de condensare iar temperatura lichidului subrăcit  $t_3''$  să fie puțin peste temperatura de vaporizare.

De regulă însă, o creștere atât de pronunțată a temperaturii vaporilor, respectiv o subrăcire atât de avansată a condensului necesită suprafețe mari de schimb de căldură ale regeneratorului, deci o investiție inițială mare la realizarea instalației. În consecință, din considerente care țin seama în primul rând de rațiuni tehnico-economice, de cele mai multe ori, în practică, subrăcirea maximă a lichidului este de numai de 5...10 °C, iar supraîncălzirea vaporilor este de circa 10...20 °C.

## IV.2. Calculul de alegere al agentului frigorific

Agentul de lucru trebuie să îndeplinească următoarele condiții:

- presiunea de vaporizare apropiată de presiunea atmosferică și ușor superioară acesteia
- presiunea de condensare cât mai redusă
- căldura preluată prin vaporizare să fie cât mai mare
- căldura specifică în stare lichidă să fie ct mai mică
- volum specific al vaporilor cât mai mic
- sa nu fie inflamabili, explozivi sau toxici
- să nu fie poluanți

Utilizarea unor freoni necorespunzători poate duce la scăderea eficienței instalației sau la supradimensionarea elementelor componente ale instalației ceea ce atrage după sine creșterea prețului de achiziție. Cea mai bună soluție la alegerea freonului este efectuarea unui calcul comparativ cu ajutorul programului CoolPack.

Interfața acestui program este prezentată în figura 3.

Rezultatele acestui calcul sunt trecute în tabelul 1

Amestecurile alcătuite din diverși agenți frigorifici reprezintă o alternativă importantă a CFC-urilor și HCFC-urilor care sunt poluanți. Producția de CFC a fost sistată în 1996, iar de HCFC redusă cu 35% începând din 2004, urmând ca în 2020 să fie eliminați complet.

Freonul 407-C este un freon compus din R123a-52%, R125-25% și R32-23%.

Este un freon zeotrop, adică nu vaporizează sau condensează la temperatură constantă care se folosește în special acolo unde are loc un transfer de căldură față de un mediu cu temperatură variabilă (de exemplu către un agent intermediar în contra-curent).

CYCLE SPECIFICATION					
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER	
$T_E$ [°C]:	0.0	$\Delta T_{SH}$ [K]:	3	$\Delta p_{SL}$ [K]:	0
$T_C$ [°C]:	55.0	$\Delta T_{SC}$ [K]:	7	$\Delta p_{DL}$ [K]:	0
				Thermal efficiency $\eta_T$	0.30
				REFRIGERANT	
				R407C	
CYCLE CAPACITY					
Heating capacity $\dot{Q}_C$ [kW]	8.5	$\dot{Q}_E$ : 6.67 [kW]	$\dot{Q}_C$ : 8.5 [kW]	$\dot{m}$ : 0.04265 [kg/s]	$\dot{V}_S$ : 8.67 [m <sup>3</sup> /h]
COMPRESSOR PERFORMANCE					
Isentropic efficiency $\eta_{is}$ [-]	1	$\eta_{is}$ : 1.000 [-]	$\dot{W}$ : 1.83 [kW]		
COMPRESSOR HEAT LOSS					
Heat loss factor $f_Q$ [%]	0	$f_Q$ : 0.0 [%]	$T_2$ : 85.5 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS}$ : 0 [kW]	
SUCTION LINE					
Unusetul superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	0.0	$\dot{Q}_{SL}$ : -0 [W]	$T_8$ : 3.0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$ : 0.0 [K]	
VOLUMETRIC EFFICIENCY					
Volumetric efficiency $\eta_{VOL}$ [-]	0.8	$\eta_{VOL}$ : 0.800 [-]	$\dot{V}_S$ : 8.67 [m <sup>3</sup> /h]	$\dot{V}_D$ : 10.84 [m <sup>3</sup> /h]	
<small><math>\dot{V}_S</math> can be chosen as input in the cycle specification window.</small>					
Calculate	Print	Help	Home	Auxiliary	State Points
				COP: 3.645	COP*: 3.645

Figura 3 Calculul instalației cu ajutorul programului Coolpack

Tabel 1 Parametri obținuți pentru diferiți freoni

	$P$ [KW]	$\mu$ [KW]	$P_0$ [bar]	$P_k$ [bar]	$\dot{V}_a$ [m <sup>3</sup> /h]	$\dot{m}$ [kg/s]
R290	1,75	4,85	4,7	18,9	<b>9,31</b>	0,024
<b>R407C</b>	<b>1,83</b>	<b>4,64</b>	<b>4,5</b>	<b>22,3</b>	<b>8,6</b>	<b>0,042</b>
R134a	1,73	4,91	2,92	14,9	<b>12,6</b>	0,046
R600a	1,69	5,02	1,57	7,64	<b>23,8</b>	0,026
R404a	1,92	4,42	6,04	25,7	<b>7,94</b>	0,061
R507a	1,91	4,45	6,2	26,4	<b>7,65</b>	0,062

În urma calculelor se observă că freonii R404a și R507 conduc la o putere consumată de compresor mai mare. Folosirea freonul R600a duce la o putere a compresorului mai mică dar nu este recomandat pentru că este inflamabil. Cu toate că folosirea freonul R134a duce la o putere consumată de compresor mai mică decât freonul R 407-C în continuare am optat pentru R 407-C deoarece debitul aspirat de compresor este mai mic ceea ce duce la scăderea dimensiunilor compresorului, implicit la scăderea prețului de achiziție a acestuia.

Avantaj al freonului R407C :este ecologic și nu este inflamabil.

### IV.3.Calculul termic al pompei de căldură cu agentul frigorific ales

#### IV.3.a Regimul termic al pompelor de căldură

Încălzirile prin pardoseală sunt încălziri de temperatură joasă

.....

Datorită suprafațelor mari de schimb de căldură încălzirile prin pardoseală pot funcționa cu aceste temperaturi joase în condiții optime.

.....

Pentru a mări eficiența termică condensatorul va fi supradimensionat pentru a asigura o subrăcire a condensului. Această subrăcire poate fi o subrăcire ușoară de 2...3 °C a condensului sau poate fi o răcire avansată, până la o temperatură cu 3...4°C mai mare decât temperatura apei de răcire la intrare.

.....

### IV.3.b Calculul debitului de agent termic secundar

Cunoscând necesarul de căldură pentru încălzirea locuinței și prepararea apei calde menajere, temperatura apei pe tur și pe retur se poate calcula debitul apei destinat încălzirii locuinței și apei calde menajere.

$$\dot{Q}_{total} = \dot{m}_{apa} \cdot c_p \cdot (t_w'' - t_w') \quad [KW] \quad (4.2) \quad \text{unde:}$$

.....

### IV.3.1 Calculul pompei de căldură –varianta aer-apă

.....

#### IV.3.1.a Calculul pompei de căldură aer-apă cu subrăcire normală

.....

#### IV.3.1.b Calculul pompei de căldură aer-apă cu subrăcire avansată

.....

### **IV.3.2 Calculul pompei de căldură –varianta apă-apă**

.....

#### **IV.3.2.a Calculul pompei de căldură apă-apă cu subrăcire normală**

.....

#### **IV.3.2.b Calculul pompei de căldură apă-apă cu subrăcire avansată**

.....

### **IV.3.3 Calculul pompei de căldură – varianta sol-apă**

.....

#### **IV.3.3.1 Calculul pompei de căldură sol-apă cu colectori orizontali**

.....

#### **IV.3.3.1.a Calculul pompei de căldură sol-apă cu subrăcire normală**

.....

IV.3.3.1.b Calculul pompei de căldură sol-apă cu subrăcire avansată

.....

### **IV.3.3.2 Calculul pompei de căldură sol-apă cu sonde pentru sol**

.....

IV.3.3.2.a Calculul pompei de căldură sol-apă cu subrăcire normală

.....

IV.3.3.2.b Calculul pompei de căldură sol-apă cu subrăcire avansată

.....

#### 4.4 Prezentarea sistematică a rezultatelor

Rezultatele obținute în urma calculelor se prezintă centralizat în tabelul 4.10

Tabel 4.10 Prezentarea centralizată a rezultatelor obținute în urma calculului

Tipul pompei de căldură	aer-apă		apă-apă		sol-apă colectori		sol-apă sonde	
	norm	av	Norm	av	norm	av	norm	av
Debit apă încălzire $\dot{m}_{apa}$ [kg/s]	0,203	0,203	0,203	0,203	0,203	0,203	0,203	0,203
Debit freon $\dot{m}$ [kg/s]	0,040	0,038	0,044	0,041	0,043	0,041	0,044	0,041
Sarcină condensator $\dot{Q}_K$ [KW]	8,5	8,5	8,5	8,5	8,5	8,5	8,5	8,5
Sarcină vaporizator $\dot{Q}_0$ [KW]	5,18	5,41	6,50	6,58	6,25	6,48	6,48	6,57
Putere compresor P [KW]	3,26	3,11	2,05	1,92	2,22	2,09	2,11	1,97
Sarcină regenerat $\dot{Q}_{RG}$ [KW]	0,50	0,49	0,55	0,53	0,54	0,53	0,55	0,53
Eficiență termică $\mu$ [-]	2,60	2,73	4,15	4,43	3,83	4,07	4,03	4,31
Randament exergetic $\eta_{ex}$ [-]	0,55	0,58	0,53	0,56	0,55	0,58	0,54	0,58
Debitul agentului care se răcește în vaporizator [kg/s]	0,518	0,541	0,311	0,315	0,348	0,361	0,361	0,366

Atât din tabelul 10 cât și din figura 4.31 se observă că pompele de căldură cu subrăcire avansată au eficiență termică superioară.

O subrăcire avansată presupune de fapt o supradimensionare a condensatorului, supradimensionare care atrage după sine ridicarea prețului de achiziție a pompei de căldură.

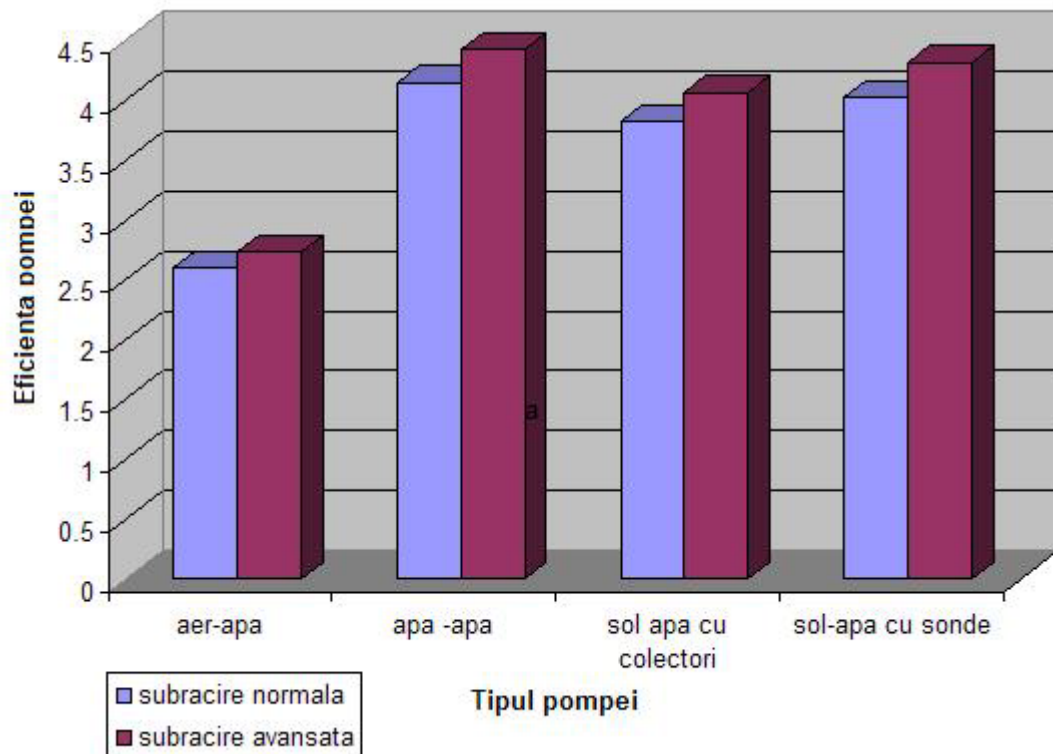


Figura 4.31 Eficiența termică funcție de tipul pompei

Pompa aer-sol datorită eficienței termice scăzute nu este recomandată deoarece duce la prețuri de exploatare ridicate.

Din punct de vedere al eficienței termice cea mai bună soluție este varianta apă-apă, dar această variantă presupune existența unei pânze de apă freatică cu un debit ridicat, vaporizatoarele să fie din oțel inoxidabil. În plus utilizarea apei freatică trebuie aprobată de Regia Apelor.

Varianta sol-apă cu colectori orizontali necesită o suprafață mare a colectorului în jur de 400 m<sup>2</sup> și are și o eficiență termică mai scăzută.

Varianta sol-apă cu sonde este cea mai recomandată variantă deoarece are o eficiență ridicată (apropiată de eficiența variantei apă-apă), nu necesită o suprafață mare de teren și are cea mai bună fiabilitate.



## V. Analiza tehnico-economică

### V.I Analiză comparativă a consumurilor și costurilor

Rentabilitatea unei pompe de căldură depinde de diverși parametri cum ar fi :

- coeficientul de performanță al pompe de căldură
- numărul de ore de funcționare din timpul unui an
- cheltuieli de investiție
- costul combustibilului
- alte cheltuieli suplimentare

Influența diverșilor parametri asupra rentabilității unei pompe de căldură acționată cu electromotor în comparație cu încălzirea electrică pe de o parte și încălzirea cu cazan cu combustibili fosili pe de altă parte este prezentată în figura 5.1. La baza realizării acestei diagrame stau anumite ipoteze referitoare la cheltuielile de investiție și la prețurile pentru combustibili fosili.

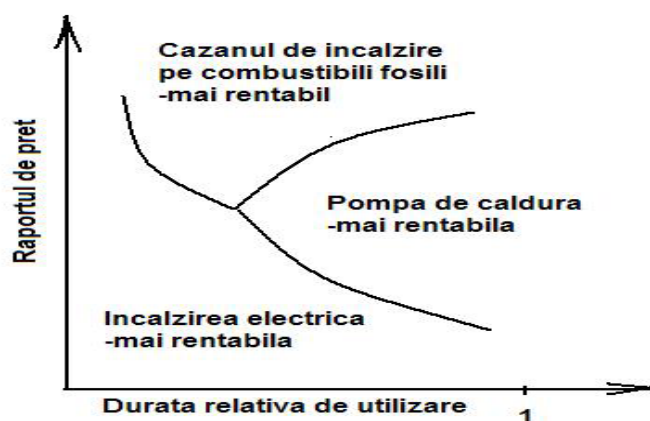


Figura 5.1 Domeniul de rentabilitate pentru diverse sisteme de încălzire

Diagrama prezintă domeniul de rentabilitate pentru diverse sisteme de încălzire: mărimea din abscisă este durata relativă anuală de utilizare, iar mărimea din ordonată este raportul dintre prețul energiei electrice și cel al energiei provenite din combustibilii fosili. Din figură se observă că, în condițiile unor anumite prețuri pentru energia electrică și pentru combustibilul gazos sau lichid, rentabilitatea unei pompe de căldură crește pe măsură ce durata anuală de funcționare este mai mare.

Rentabilitatea poate să crească simțitor atunci când coeficientul de performanță al pompei de căldură crește, ca de exemplu de la 3 la 4 după cum se poate vedea din figura 5.2.

Diversele zone din câmpul diagramei se schimbă și la modificarea cheltuielilor de investiții sau ale costurilor energiei.

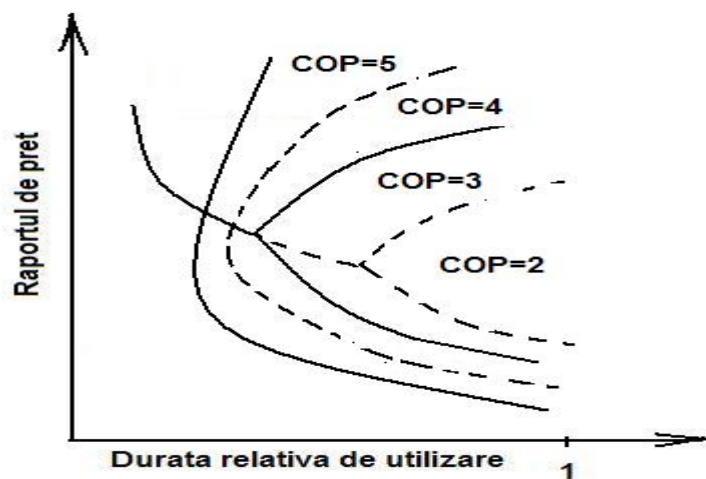


Figura 5.2 Influența coeficientului de performanță al pompei de căldură asupra rentabilității

Din păcate nu sunt posibile prognoze cu caracter general. Din această cauză, fiecare caz în care se dorește utilizarea unei pompei de căldură trebuie analizat separat, prin compararea cheltuielilor pe care le implică diversele sisteme de încălzire. Aceste cheltuieli pot fi grupate în patru mari categorii, și anume:

1. Cheltuieli legate de utilizare – în această categorie intră în primul rând cheltuielile pentru combustibili și energie. Tot aici trebuie însă incluse și cheltuielile pentru energia suplimentară, și pentru materialele necesare în funcționare, cheltuielile pentru transport și depozitarea combustibililor, împreună cu plate dobânzilor aferente.

2.Cheltuieli legate de investiții – în această categorie intră cheltuielile propriu-zise de investiție, precum și cele de reparații.

3.Cheltuielile legate de întreținere – în această categorie intră în principal cheltuielile pentru întreținere, supraveghere și curățire.

4.Alte cheltuieli – în această categorie intră toate cheltuielile suplimentare, ca de exemplu cele pentru asigurări, piverse plăți etc.

.....  
Pentru calculul cheltuielilor în scopul încălzirii se prezintă în continuare un procedeu simplificat.

Punctul de plecare în stabilirea necesarului de energie îl constituie calculul necesarului de căldură pentru încălzire al clădirii, care depinde în primul rând de izolarea termică a acesteiași de condițiile climatice. Necesarul de căldură se stabilește în conformitate cu normativele în vigoare și reprezintă puterea termică nominală pe care trebuie să o asigure instalația de încălzire.

Se consideră că instalația funcționează în permanență numai în condițiile nominale, deci la puterea maximă- astfel că timpul (fictiv) de funcționare se poate aprecia prin numărul total de ore de funcționare la capacitate nominală.

Consumul anual de energie reprezintă cantitatea de energie ce trebuie furnizată unei instalații de de încălzire, în decursul unui an cu scopul acoperirii necesarului anual de căldură și se calculează cu relația (5.1).

$$Q_{anual} = Q_{necesar} \cdot n_{functionare} = 8,5 \cdot 2331 = 19815 \text{ KWh/an} \quad (5.1)$$

unde:

-  $Q_{necesar} = 8,5 \text{ KW}$  (conform 2.46) reprezintă necesarul de căldură

-  $n_{functionare} = 2331$  reprezintă numărul orelor de funcționare [6]

Consumul anual de energie nu este egal pentru toate sistemele de încălzire. Eficiența cu care este produsă căldura este exprimată prin intermediul randamentului anual pentru cazanele clasice sau prin eficiența termică pentru pompele de căldură.

Consumul anual de energie se calculează cu relațiile (5.2) în cazul cazanelor pe combustibili fosili și cu (5.3) în cazul pompelor de căldură.

$$B_{anual} = \frac{Q_{anual}}{\mu_{anual}} \quad (5.2)$$

$$B_{anual} = \frac{Q_{anual}}{\eta_{anual}} \quad (5.3)$$

unde:

$B_{anual}$  este eficiența cu care este produsă căldura

$Q_{anual} = 19815$  KWh/an (din 5.1) este consumul anual de energie

$\mu_{anual}$  este eficiența termică a pompei de căldură (tabelul 4.10)

$\eta_{anual}$  este randamentul anual mediu al cazanelor

Pentru cazane cu combustibil lichid  $\eta_{anual}$  este de 0,81...0,83

Pentru cazane pe combustibil gazos  $\eta_{anual}$  este de 0,81...0,85

Cheltuielile anuale pentru energie se obțin prin multiplicarea consumului anual de energie cu prețurile corespunzătoare pentru energia electrică respectiv combustibil gazos.

$$C = B_{anual} P \text{ [RON]} \quad (5.4)$$

Unde:

C-reprezintă cheltuielile anuale pentru energie în lei noi RON

$B_{anual}$  -reprezintă eficiența cu care este produsă căldura în KWh/an

P-reprezintă prețul unui KW de energie în RON

Un litru de combustibil lichid GPL este echivalentul a 15 KW, prețul unui litru de GPL este de 2,0 RON, deci prețul P al unui KW produs din combustibil lichid este de 0,13 RON.

Un metru cub de gaz metan are prețul de 0,52 RON și este echivalentul a 7,7 KW, prin urmare prețul P al unui KW produs din gaz metan este de 0,067 RON.

Prețul P al unui KW electric este de 0,305 RON

Pentru cazul pompelor de căldură care funcționează în regim bivalent cheltuielile pentru combustibil trebuie calculate fiecare în parte.

*Pentru cazane cu combustibil lichid :*

- consumul anual de energie se calculează cu relația următoare:

$$B_{anual} = \frac{Q_{anual}}{\eta_{anual}} = \frac{19815}{0,82} = 24164 \text{ KWh/an (5.5)}$$

- cheltuielile anuale pentru energie se calculează cu relația următoare:

$$C = B_{anual} \cdot P = 24164 \cdot 0,13 = 3141 \text{ RON (5.6)}$$

*Pentru cazane pe combustibil gazos :*

- consumul anual de energie se calculează cu relația următoare:

$$B_{anual} = \frac{Q_{anual}}{\eta_{anual}} = \frac{19815}{0,83} = 23873 \text{ KWh/an (5.7)}$$

- cheltuielile anuale pentru energie se calculează cu relația următoare:

$$C = B_{anual} \cdot P = 23873 \cdot 0,067 = 1599 \text{ RON (5.8)}$$

*Pentru pompa de căldură aer-apă cu subrăcire normală:*

- consumul anual de energie se calculează cu relația următoare:

$$B_{anual} = \frac{Q_{anual}}{\mu_{anual}} = \frac{19815}{2,6} = 7621 \text{ KWh/an (5.9)}$$

- cheltuielile anuale pentru energie se calculează cu relația următoare:

$$C = B_{anual} \cdot P = 7621 \cdot 0,305 = 2324 \text{ RON (5.10)}$$

*Pentru pompa de căldură aer-apă cu subrăcire avansată:*

- consumul anual de energie se calculează cu relația următoare:

$$B_{\text{anual}} = \frac{Q_{\text{anual}}}{\mu_{\text{anual}}} = \frac{19815}{2,73} = 7258 \text{ KWh/an (5.11)}$$

- cheltuielile anuale pentru energie se calculează cu relația următoare:

$$C = B_{\text{anual}} \cdot P = 7258 \cdot 0,305 = 2213 \text{ RON (5.12)}$$

*Pentru pompa de căldură apă-apă cu subrăcire normală:*

- consumul anual de energie se calculează cu relația următoare:

$$B_{\text{anual}} = \frac{Q_{\text{anual}}}{\mu_{\text{anual}}} = \frac{19815}{4,15} = 4774 \text{ KWh/an (5.13)}$$

- cheltuielile anuale pentru energie se calculează cu relația următoare:

$$C = B_{\text{anual}} \cdot P = 4774 \cdot 0,305 = 1456 \text{ RON (5.14)}$$

*Pentru pompa de căldură apă-apă cu subrăcire avansată:*

- consumul anual de energie se calculează cu relația următoare:

$$B_{\text{anual}} = \frac{Q_{\text{anual}}}{\mu_{\text{anual}}} = \frac{19815}{4,43} = 4472 \text{ KWh/an (5.15)}$$

- cheltuielile anuale pentru energie se calculează cu relația următoare:

$$C = B_{\text{anual}} \cdot P = 4472 \cdot 0,305 = 1363 \text{ RON (5.16)}$$

*Pentru pompa de căldură sol-apă cu colectori cu subrăcire normală:*

- consumul anual de energie se calculează cu relația următoare:

$$B_{\text{anual}} = \frac{Q_{\text{anual}}}{\mu_{\text{anual}}} = \frac{19815}{3,83} = 5173 \text{ KWh/an (5.17)}$$

- cheltuielile anuale pentru energie se calculează cu relația următoare:

$$C = B_{\text{anual}} \cdot P = 5173 \cdot 0,305 = 1577 \text{ RON (5.18)}$$

*Pentru pompa de căldură sol-apă cu colectori cu subrăcire avansată:*

- consumul anual de energie se calculează cu relația următoare:

$$B_{\text{anual}} = \frac{Q_{\text{anual}}}{\mu_{\text{anual}}} = \frac{19815}{4,07} = 4868 \text{ KWh/an (5.19)}$$

- cheltuielile anuale pentru energie se calculează cu relația următoare:

$$C = B_{\text{anual}} \cdot P = 4868 \cdot 0,305 = 1484 \text{ RON (5.20)}$$

*Pentru pompa de căldură sol-apă cu sonde cu subrăcire normală:*

- consumul anual de energie se calculează cu relația următoare:

$$B_{\text{anual}} = \frac{Q_{\text{anual}}}{\mu_{\text{anual}}} = \frac{19815}{4,03} = 4916 \text{ KWh/an (5.21)}$$

- cheltuielile anuale pentru energie se calculează cu relația următoare:

$$C = B_{\text{anual}} \cdot P = 4916 \cdot 0,305 = 1499 \text{ RON (5.22)}$$

*Pentru pompa de căldură sol-apă cu sonde cu subrăcire avansată:*

- consumul anual de energie se calculează cu relația următoare:

$$B_{\text{anual}} = \frac{Q_{\text{anual}}}{\mu_{\text{anual}}} = \frac{19815}{4,31} = 4597 \text{ KWh/an} \quad (5.23)$$

- cheltuielile anuale pentru energie se calculează cu relația următoare:

$$C = B_{\text{anual}} \cdot P = 4597 \cdot 0,305 = 1402 \text{ RON} \quad (5.24)$$

*Pentru încălzire electrică cu radiatoare sau aeroterme:*

- consumul anual de energie se calculează cu relația următoare:

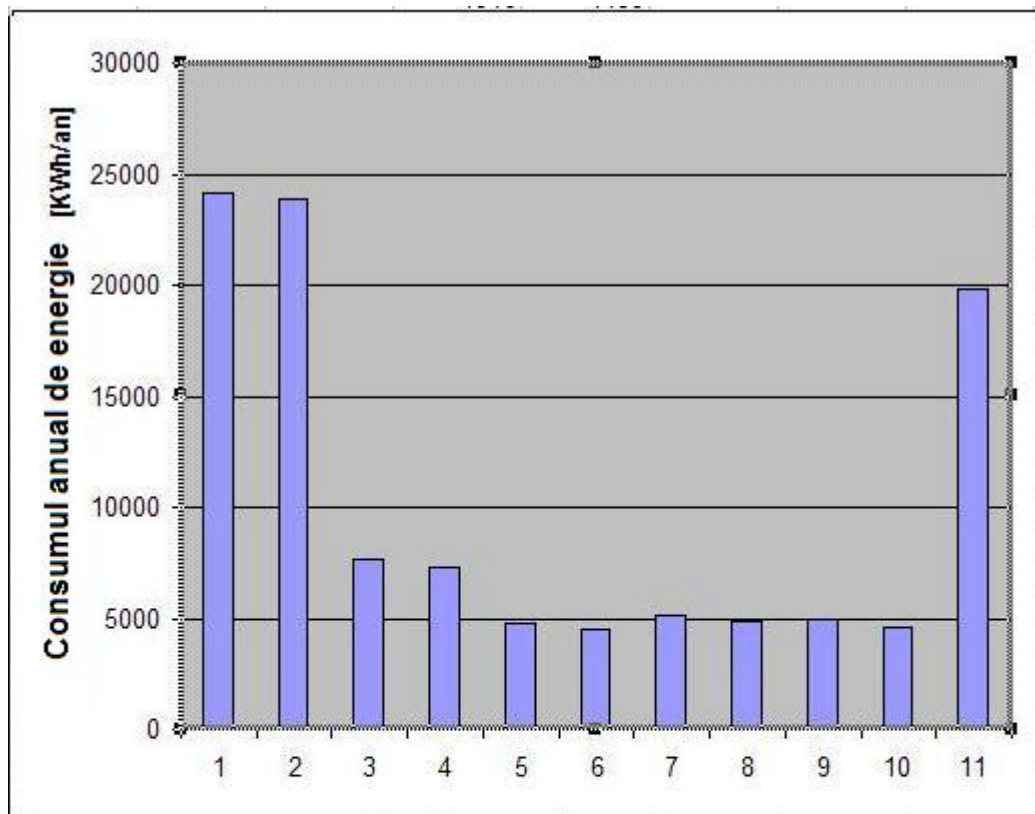
$$B_{\text{anual}} = Q_{\text{anual}} = 19815 \text{ KWh/an} \quad (5.25)$$

- cheltuielile anuale pentru energie se calculează cu relația următoare:

$$C = B_{\text{anual}} \cdot P = 19815 \cdot 0,305 = 6043 \text{ RON} \quad (5.26)$$



În figura 5.3 este reprezentată variația consumului anual de energie în funcție de instalația utilizată.



**1-cazan pe combustibil lichid**

**2-cazan pe combustibil gazos**

**3-pompa de caldura aer-apa cu subracire normala**

**4-pompa de caldura aer-apa cu subracire avansata**

**5-pompa de caldura apa-apa cu subracire normala**

**6-pompa de caldura apa-apa cu subracire avansata**

**7-pompa de caldura sol-apa cu colectori cu subracire normala**

**8-pompa de caldura sol-apa cu colectori cu subracire avansata**

**9-pompa de caldura sol-apa cu sonde cu subracire normala**

**10-pompa de caldura sol-apa cu sonde cu subracire avansata**

**11-aeroterme sau radiatoare electrice**

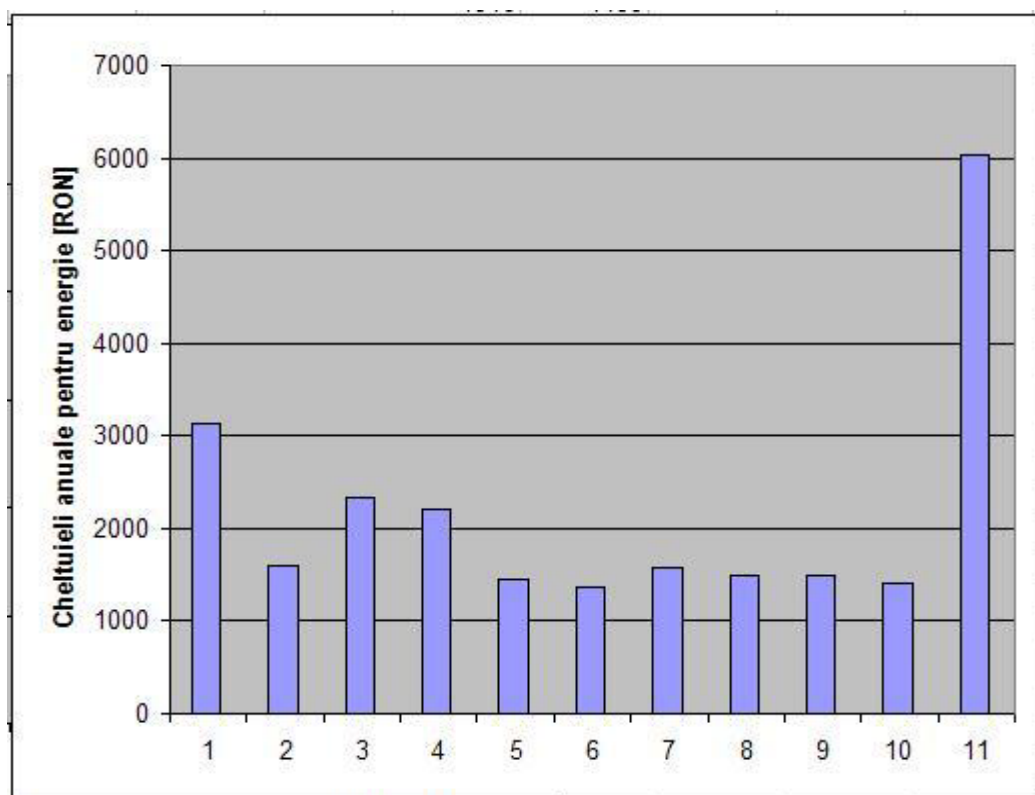
Figura 5.3 Variația consumului anual de energie în funcție de tipul instalației

Din diagramă se observă că cazanul pe combustibil lichid și cel pe combustibil gazos au cel mai mare consum anual de energie. Acest lucru se datorează randamentelor scăzute ale cazanelor, randamente care sunt subunitare. O ușoară scădere a consumului se sesizează în cazul încălzirii electrice.

Cea mai bună soluție din punct de vedere al consumului anual de energie o reprezintă utilizarea pompelor de căldură, caz în care consumul de energie se poate reduce de până la cinci ori. Se observă o creștere mai pronunțată în cazul pompei aer-apă a consumului de energie față de celelalte variante de pompe de căldură. Pompa cu consumul de energie cel mai scăzut este pompa de căldură apă-apă, urmată îndeaproape de pompa de căldură sol-apă cu sonde.

Se observă deasemenea o scădere a consumului anual de energie în cazul utilizării unei subrăcirii avansate decât în cazul unei subrăcirii normale.

În figura 5.4 sunt prezentate cheltuielile anuale pentru energie în funcție de tipul variantei de încălzire.



- 1-cazan pe combustibil lichid
- 2-cazan pe combustibil gazos
- 3-pompa de caldura aer-apa cu subracire normala
- 4-pompa de caldura aer-apa cu subracire avansata
- 5-pompa de caldura apa-apa cu subracire normala
- 6-pompa de caldura apa-apa cu subracire avansata
- 7-pompa de caldura sol-apa cu colectori cu subracire normala
- 8-pompa de caldura sol-apa cu colectori cu subracire avansata
- 9-pompa de caldura sol-apa cu sonde cu subracire normala
- 10-pompa de caldura sol-apa cu sonde cu subracire avansata
- 11-aeroterme sau radiatoare electrice

Figura 5.4 Cheltuieli anuale pentru energie în funcție de tipul instalației

Din diagrama de mai sus se observă că cele mai mari cheltuieli pentru încălzire sunt în cazul încălzirii electrice cu aeroterme sau radiatoare electrice. Aceste cheltuieli mari (de patru ori mai mari decât în cazul pompelor de căldură apă-apă și sol-apă) se datorează prețului mai ridicat a unui KW electric (0,305 RON) față de cel produs din combustibili fosili ( 0,067 RON în cazul gazului metan și 0,13 RON în cazul utilizării GPL-ului ).

Dintre variantele care utilizează combustibili fosili cea mai rentabilă soluție este utilizarea cazanului pe combustibil gazos, caz în care se reduc cheltuielile la jumătate decât în cazul cazanului pe combustibil lichid. Cheltuieli însemnate se înregistrează și în cazul utilizării pompei de căldură aer-apă datorită eficienței termice scăzute a acesteia.

Cheltuielile cele mai reduse se înregistrează în cazul pompelor de căldură apă-apă și a celor sol-apă cu sonde, urmate de cazanul pe combustibil gazos și de pompele de căldură sol-apă cu colectori.

În continuare vom prezenta un studiu de caz, și anume calculele și rezultatele care au dus la implementarea pompelor de căldură sol-apă într-o clădire comercială.

Clădirea, Metrus Building este un spațiu comercial dispus pe două etaje având o suprafață de 3250 m<sup>2</sup> situată în Ontario, lângă Toronto în Canada.

Sistemul de încălzire este compus din 28 de pompe de căldură fiecare având o putere între 10 și 15 KW.

În tabelul 5.1 sunt prezentate cheltuielile lunare pentru încălzire în timpul sezonul rece, făcându-se o comparație între încălzirea cu pompe de căldură cu sonde și încălzirea pe combustibil gazos și încălzire electrică.

Prețurile sunt exprimate în dolari canadieni, rata de schimb în lei este 1\$=2,29 RON.

Se observă că necesarul lunar de energie este mai ridicat în luna ianuarie, el scăzând odată cu creșterea temperaturii exterioare.

Din tabel reiese că cea mai ieftină variantă de încălzire din punct de vedere al cheltuielilor pentru încălzire este varianta care folosește pompe de căldură, urmată de cazanul pe combustibil gazos și de încălzirea electrică.

Tabelul 5.1 Cheltuielile lunare pentru încălzire

<b>Table 1. Typical Monthly Heating and Cooling Costs</b>					
<b>Month</b>	<b>Total</b>	<b>Heat Pump and Circulating Pump</b>	<b>Heat Pump Cost</b>	<b>Gas Option with A/C</b>	<b>I<sup>2</sup>R Option*</b>
	<b>kWh</b>	<b>kWh</b>	<b>(\$)</b>	<b>(\$)</b>	<b>(\$)</b>
Oct	50 000	12 500	\$1,000.00	\$1,837.47	\$2,400.00
Nov	55 000	15 400	\$1,232.00	\$2,613.12	\$3,696.00
Dec	60 000	18 000	\$1,440.00	\$3,054.30	\$4,320.00
Jan	65 000	22 750	\$1,820.00	\$3,602.94	\$5,096.00
Feb	60 000	18 000	\$1,440.00	\$2,850.68	\$4,032.00
Mar	55 000	15 400	\$1,232.00	\$2,613.12	\$3,696.00
April	50 000	12 500	\$1,000.00	\$1,990.59	\$2,600.00
<b>Assumptions</b>					
<b>Electricity Rate (\$/kWh)</b>				<b>\$0.080</b>	
<b>Gas Rate (\$/m<sup>3</sup>)</b>				<b>\$0.400</b>	
<b>Gas Rate Equivalent</b>				<b>\$0.057</b>	
<b>* I<sup>2</sup>R = Electric Resistance Heating</b>					

În tabelul 5.2 este prezentată o comparație între costurile de achiziție, între cheltuieli pentru încălzire și întreținere, a duratei de viață și a emisiilor de CO<sub>2</sub> pentru încălzirea cu pompe de căldură pe de-o parte și încălzirea cu un cazan pe combustibil gazos și încălzirea electrică de cealaltă parte. Se observă că cea mai scumpă variantă din punct de vedere al achiziției este varianta de încălzire cu pompă de căldură urmată de cea pe combustibili gazoși și de cea electrică. Încălzirea electrică este mai ieftină cu o treime decât încălzirea cu ajutorul pompelor de căldură.

Din punct de vedere al duratei medii de utilizare cea mai fiabilă soluție este încălzirea cu pompe de căldură (20 de ani) urmată de încălzirea cu rezistență electrică (18 ani). Cea mai slabă alternativă pin acest punct de vedere este încălzirea cu cazan pe combustibil gazos care are o durată de utilizare de 15 ani.

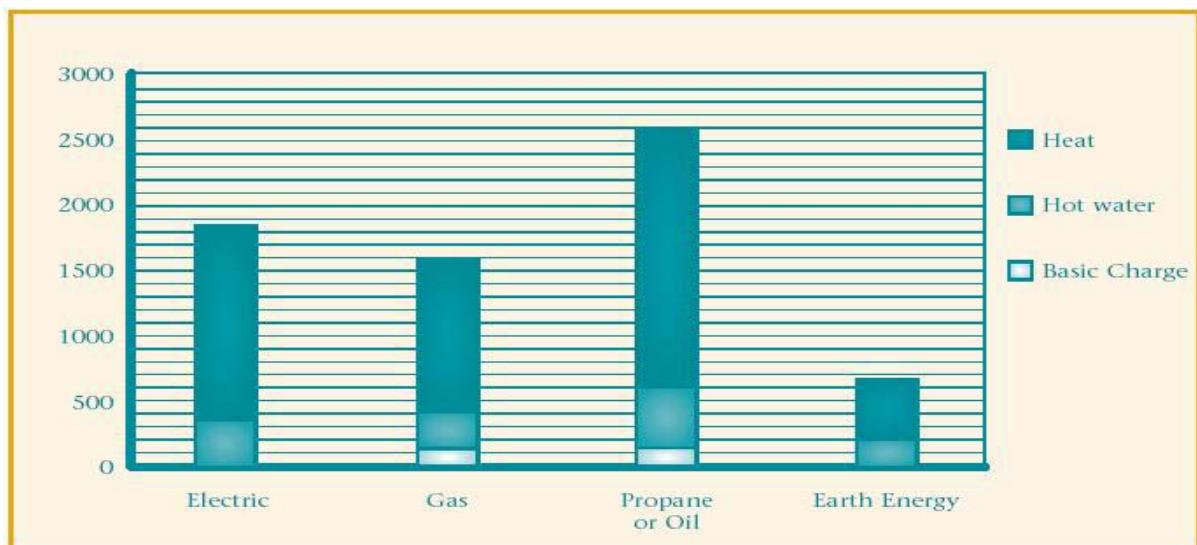
Costurile de întreținere au cea mai scăzută valoare în cazul pompelor de căldură .

Utilizând sistemul de încălzire cu pompe de căldură cheltuielile totale pentru încălzire se reduc cu 16500\$ față de încălzirea pe combustibili gazoși și cu 22300\$ față de încălzirea electrică.

Tabelul 5.2 Costurile de implementare și exploatare, comparație între sisteme de încălzire

METRUS BUILDING		Capital Cost	Expected Life	Energy Costs	Maintenance Costs	Total Cost	Simple Payback	Annual CO <sub>2</sub> Emissions
		(\$)	(years)	(\$/yr.)	(\$/yr.)	(\$/yr.)	(years)	(kg/yr.)
<b>Case No. 1</b> Comparison of Ground-Source Heat Pump with Gas Options	Ground-Source Heat Pump	\$380,000	20+	\$18,084	\$3,850	\$21,934	-	192 143
	Gas Alternative with Standard Air Conditioning	\$350,000	15	\$30,038	\$8,400	\$38,438	-	205 518
	Difference	\$30,000	5+	(\$11,954)	(\$4,550)	(\$16,504)	2	(13 376)
<b>Case No. 2</b> Comparison of Ground-Source Heat with Electrical Options	Ground-Source Heat Pump	\$380,000	20+	\$18,084	\$3,850	\$21,934	-	192 143
	Resistance Heat with Standard Air Conditioning	\$260,000	18	\$37,920	\$6,300	\$44,220	-	402 900
	Difference	\$120,000	2+	(\$19,836)	(\$2,450)	(\$22,286)	5	(210 758)

În figura 5.5 este prezentată o comparație între sistemele de încălzire pentru o locuință unifamiliară: încălzire cu pompe de căldură, încălzire electrică, încălzire cu cazane pe combustibili gazoși și lichizi.



	Heating	Hot Water	Total
Electric furnace	\$1,208	\$400	\$1,727
High-efficiency propane furnace	\$1,228	\$497	\$1,844
High-efficiency gas furnace	\$670	\$309	\$1,098
<i>Earth Energy System</i>	\$356	\$270	\$680

Figura 5.5 Comparație între cheltuielile pentru încălzire

Se observă că sistemul de încălzire care folosește pompe de căldură (EES) este cel mai fiabil din punct de vedere al cheltuielilor pentru încălzire și prepararea apei calde menajere. Prin utilizarea lui se reduc cheltuielile cu aproximativ 400\$ față de instalația care utilizează un cazan pe combustibil gazos, cu 1050\$ față de încălzirea electrică și de 1150\$ față de sistemele de încălzire care folosesc cazane pe combustibil lichid.

Prețurile energiei pentru care au fost efectuate calculele sunt:

-pentru încălzire electrică 1 kWh=0,06\$

-pentru încălzirea pe gaz 1m<sup>3</sup>gaz=0,42\$

-pentru încălzirea cu propan 1l=0,53 \$

Diferențele care se observă între cheltuielile pentru încălzire din țara noastră și cele din Canada se datorează în principal raportului de preț dintre un KW electric și unul produs din gaz metan (în Canada energia electrică este mai ieftină).

În figura 5.6 este prezentat timpul de recuperare al investițiilor în termoizolație

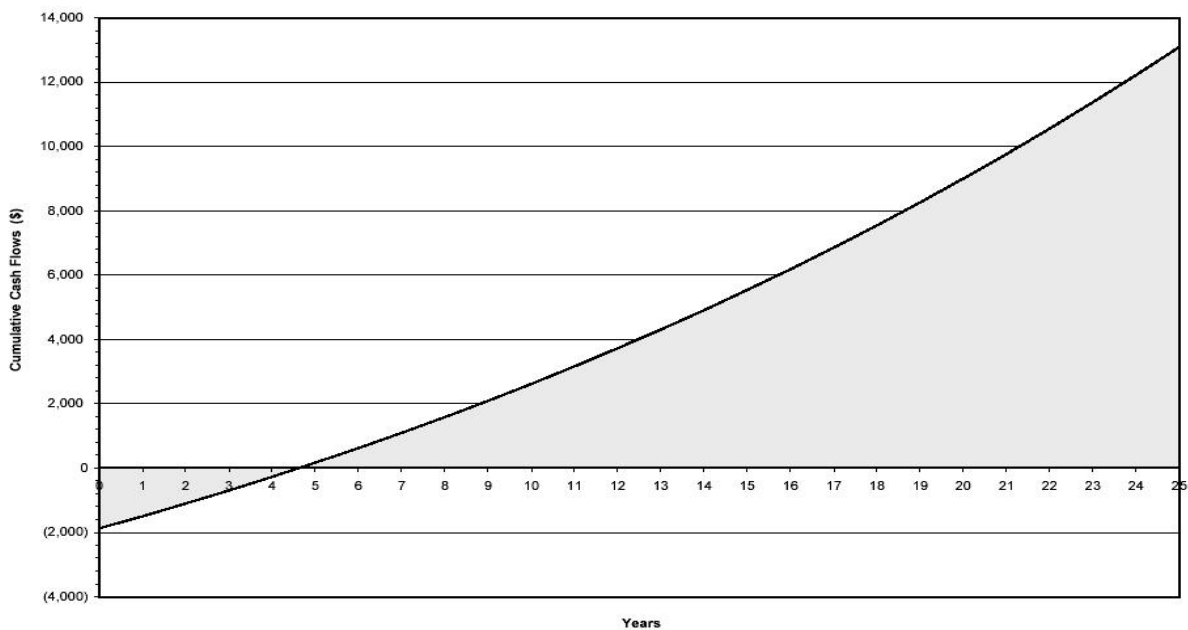


Figura 5.6 Grafic de recuperare a banilor investiți în termoizolație

Din diagramă se observă că după primii patru ani și jumătate cheltuielile investiție sunt recuperate, instalația urmând să aducă profit.

## V.2 Alegerea variantei pompei de căldură utilizate

În alegerea variantei de pompă de căldură care va fi folosită în încălzirea locuinței pe lângă factorul economic mai trebuie ținut cont și de o serie de factori de altă natură cum sunt: dimensiunile grădinii locuinței, existența unei pânze freatice cu un debit ridicat, cunoașterea compoziției solului, tipul solului, modul de dispunere a straturilor de roci etc.

Atât din figura 5.3 cât și din figura 5.4 se observă că indiferent de felul sursei de căldură pompele care folosesc o subrăcire avansată au o eficiență mai bună decât în cazul celor cu o subrăcire normală. De fapt această subrăcire avansată se realizează prin supradimensionarea condensatorului, supradimensionare care va atrage după sine și creșterea prețului de achiziție. Această creștere a prețului de achiziție este nesemnificativă în comparație cu îmbunătățirea performanțelor pompei. Prin urmare, indiferent de ce variantă de pompă de căldură vom alege, aceasta va fi subrăcire avansată.

*Pompa de căldură aer-apă* .....

*Pompa de căldură apă-apă* .....

*Pompa de căldură sol-apă cu colectori* .....

.....

În tabelul 5.3 este prezentată o comparație între cheltuielile pentru montarea colectorului orizontal și a sondelor.

Tabelul 5.3 Comparație între cheltuielile de montare a colectorului și a sondelor

	Horizontal Loop	Vertical Loop (clay)	Vertical Loop (rock)
120-m <sup>2</sup> home – 8.8 kW (2.5 ton)	\$1,200– 1,600	\$1,400– 1,800	\$2,400– 3,200
160-m <sup>2</sup> home – 14 kW (4 ton)	\$1,800– 2,200	\$2,000– 2,500	\$3,500– 4,500
240-m <sup>2</sup> home – 17.6 kW (5 ton)	\$2,400– 3,200	\$2,800– 3,600	\$4,800– 6,000

Se observă că în cazul solului argilos cheltuielile dintre cele două metode de extragere a căldurii din sol sunt aproape egale, în cazul unui sol stâncos cheltuielile pentru montarea sondelor se dublează față de cele pentru montarea colectorului orizontal.

*Pompa de căldură sol-apă cu sonde .....*

Principalele avantaje ale acestei pompe de căldură îl constituie faptul că nu necesită o suprafață mare a colectorului (puterea de extragere a căldurii din sol este de 50 W/m) și prezintă cea mai mare fiabilitate, fapt care a dus la folosirea acestei variante de pompă de căldură pentru încălzirea locuinței. O pompă de căldură sol-apă este prezentată în figura 5.7

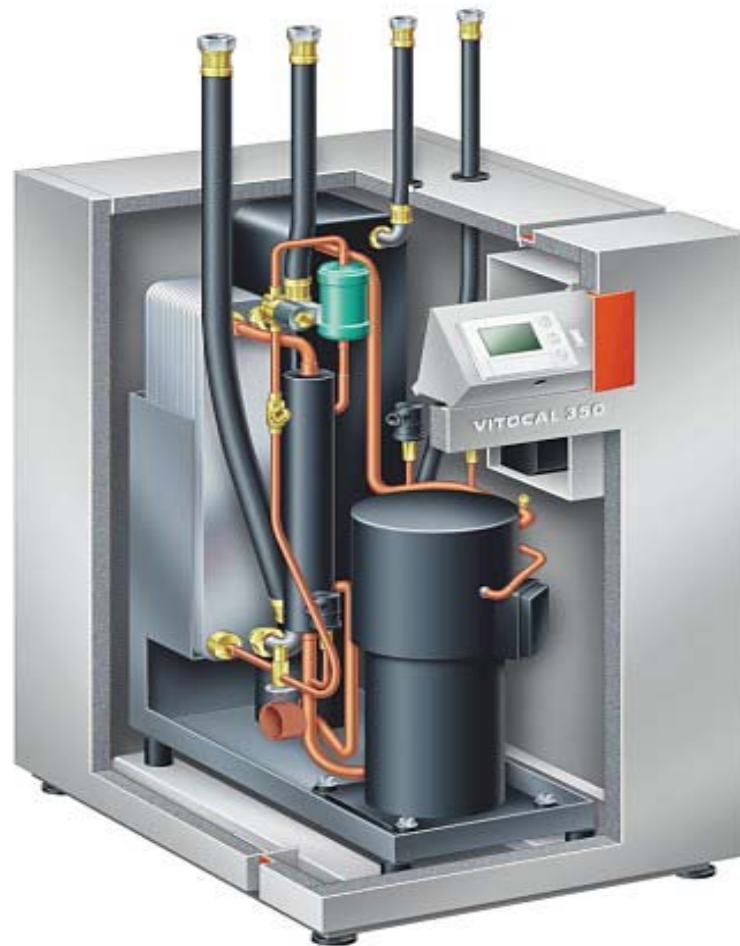


Figura 5.7 Pompa de căldură sol-apă



## VI. Calculul de dimensionare și alegere a aparatelor componente

Una dintre cele mai importante activități în proiectarea instalațiilor de încălzire este reprezentată de calculul sau alegerea componentelor instalației. Importanța acestei etape provine din faptul că aparatele proiectate sau alese pentru a face parte din instalație sunt cele care trebuie să asigure în timpul funcționării acesteia, temperatura interioară și temperatura apei calde menajere solicitate de beneficiar.

Elementele de alegere sau proiectare a componentelor instalațiilor de încălzire provin din calculul termic al instalației, de unde rezultă următoarele:

- *Schimbările energetice:*
  - Sarcini termice ale schimbătoarelor de căldură;
  - Puterile de comprimare;
- *Debitele masice și volumice* de agent frigorific și agenți secundari (aer, apă, agenți intermediari, etc.);
- *Regimul termic* al schimbătoarelor de căldură (temperaturile de intrare și ieșire în și din schimbătoarele de căldură);
- *Presiunile de lucru* ale agentului frigorific și ale agenților secundari;
- *Valorile parametrilor termodinamici* în stările caracteristice ale ciclului de lucru, care reprezintă stări de intrare sau ieșire în și din aparatele instalației.

Alegerea corectă a aparatelor componente are o mare importanță asupra funcționării instalației. O alegere supradimensionată sau subdimensionată a aparatelor componente ar duce la scăderea eficienței instalației și la creșterea cheltuielilor pentru exploatare.

## VI.1 Alegerea condensatorului și vaporizatorului

Schimbătoarele de căldură clasice tip multitubulare necesită o suprafață mare de schimb de căldură ceea ce ar duce la gabarite mari ale pompelor de căldură. Pentru a scăpa de acest dezavantaj, atât vaporizatorul cât și condensatorul sunt de tipul schimbătoarelor cu plăci brazate.

Schimbătoarele de căldură cu plăci brazate sunt realizate din oțel inoxidabil asamblate prin brazare (lipire) cu ajutorul unui aliaj pe bază de cupru în cuptoare sub vid după cum se poate vedea și din figura 7.1

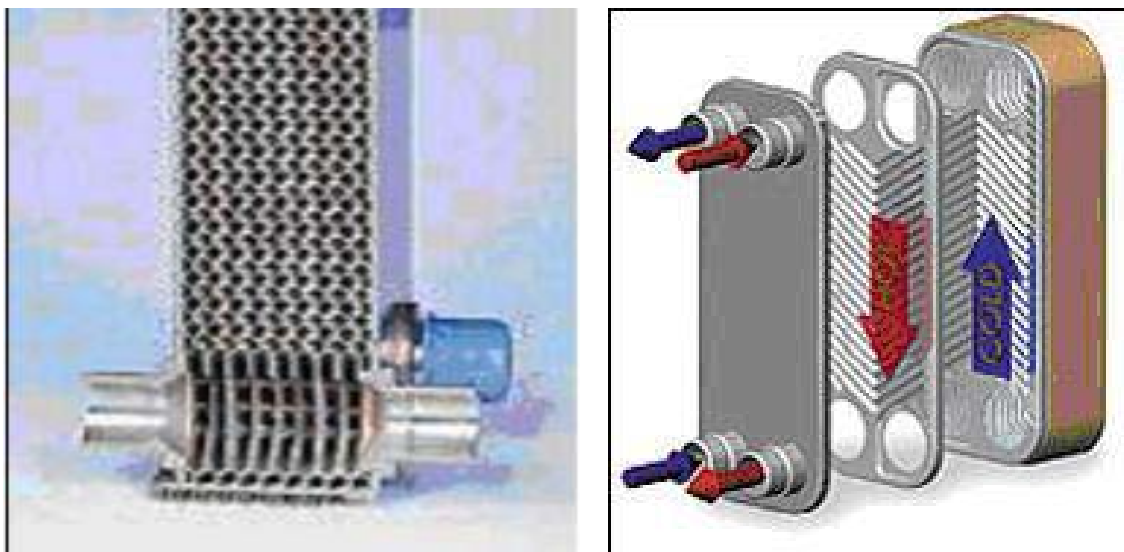


Figura 7.1 . Realizarea schimbătoarelor cu plăci brazate

Alegere vaporizatoarelor a fost făcută la firma S.C. Intertrans S.R.L. cu ajutorul programului Phecalc 9.2A.

Vaporizatorul este un schimbător de căldură cu plăci brazate tip SL23-BR25-TL-18.

Condensatorul este un schimbător de căldură cu plăci brazate tip SL23-BR25-TL-12.

Caracteristicile și dimensiunile schimbătoarelor de căldură alese, precum și datele după care s-a făcut alegerea sunt prezentate în figurile de mai jos . În figura 6.2 este prezentat desenul de execuție al schimbătorului de căldură tip SL23, în figura 6.3 sunt prezentate racordurile acestui tip de schimbător de căldură, în figura 6.4 sunt prezentate caracteristicile vaporizatorului ales precum și datele de intrare după care s-a făcut alegerea lui iar în figura 6.5 sunt prezentate caracteristicile condensatorului, precum și datele de intrare după care s-a făcut alegerea acestuia.

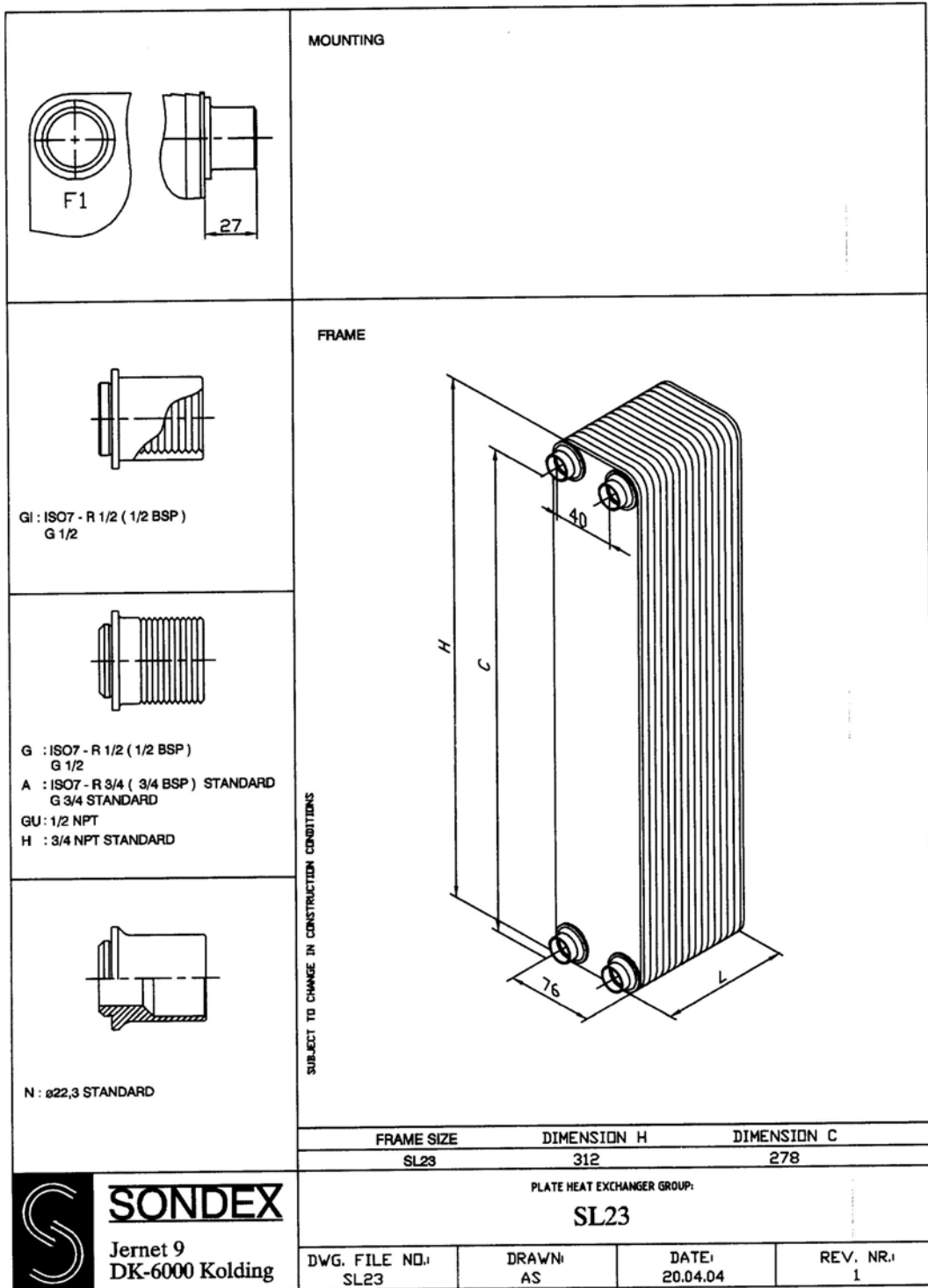



Figura 6.2 Desenul de execuție al schimbătorului cu plăci brazate



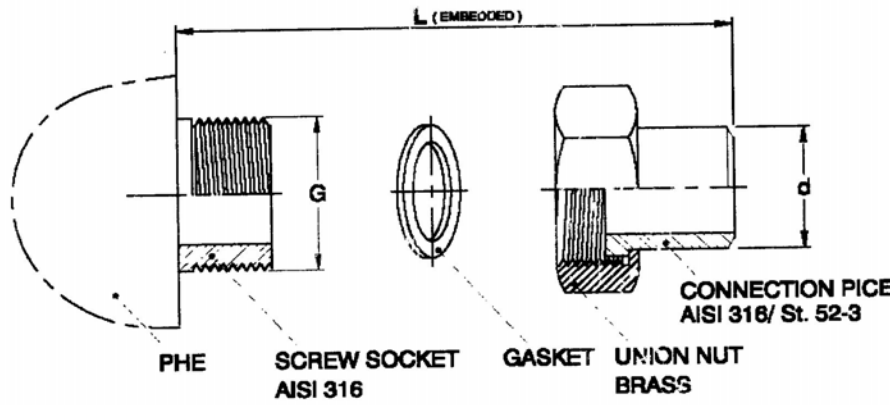
**SUBJECT:**  
CONNECTIONS

ISSUED 01.12 2000

**SONDEX A/S**  
HEAT EXCHANGER  
DATA SHEET

---

**UNION CONNECTIONS FOR WELDING**



CONNECTION PICE  
AISI 316/ St. 52-3

PHE      SCREW SOCKET  
AISI 316      GASKET      UNION NUT  
BRASS

TYPE	SCREW SOCKET DIN ISO 228 T 1	DIMMENSIONS MM		*UNIT NR	*UNIT NR
		L	d	AISI 316	St. 52-3
RW4	G 1	48	27 ( DN 20 )	034-70841	034-70861
RW5	G 1 1/2	48	42 ( DN 32 )	034-70842	034-70862
RW8	G 2 1/2	70	60 ( DN 50 )	140-70844	140-70864

\* UNIT = CONNECTION PICE, UNION NUT AND GASKET

**GASKET DATA**

Material      Novus Supra  
Non Asbestos, max temp +400 deg C max pressure 100 bar

Approvals      Food

---

GENERAL DATA- 2    REV 0

SIGN \_\_\_\_\_

PAGE 1 of 1

Figura 6.3 Racordurile schimbătorului cu plăci brazate

**Sondex A/S PVV - Design & Datalist**

V0296A

MOLDOVAN Marian  
QuotationNo : 001Att :  
Ref :Item : 3  
Wednesday, May 04, 2005

Tip SCP	SL23-BR25-18-TL-EVAPFL	Agent secunda	Agent primar
Debit volumic	(kg/s)/(kg/s)	0.03	0.33
Temperatura intrare	(°C)	-6.00	7.10
Temperatura iesire	(°C)	-6.00 2.00 )	2.10
Pierdere de presiune / velocity	(kPa) / (m/s)	1.17/ ( 4.83 )	24.32
CAPACITATE TERMICA	(kW)	6	
<b>AGENTI DE LUCRU</b>		<b>R407C</b>	<b>30 %EtGlycol</b>
Masa specifica	(kg/m <sup>3</sup> )		1,064.39
Caldura specifica	(kJ/kg*K)		3.62
Conductivitate termica	(W/m*K)		0.47
Vascozitate medie	(mPa*s)		3.84
Vascozitate la placa	(mPa*s)		6.26
Coefficient de ancrasare	(m <sup>2</sup> *K/kW)		0,0338
Exces de suprafata	(%)	11.4	
Racorduri intrare		F4	F3
Racorduri iesire		F1	F2
<b>DESCRIERE BATIU / PLACI</b>			
Aranjament placi (pasi x canale)		1 x 8 + 0 x 0	
Aranjament placi (pasi x canale)		1 x 9 + 0 x 0	
<b>NUMAR DE PLACI</b>		18	
Suprafata efectiva de transfer	(m <sup>2</sup> )	0.39	
Coef. de transfer murdar/curat	(W/m <sup>2</sup> *K)	1510 / 1681	
Material placi		0.4 mm AISI 316	
Material garnituri	(°C)	COPPER/BRAZED	/ 185
Temperatura maxima de lucru	(°C)	120.00	
Presiunea max. de lucru/testare	(MPa)	0.6 / 0.8	
Tip batiu		BR No 7	
Racorduri primar		22.3 mm Pipe, NN	
Racorduri secundar		0.75 inch Thread BSP, AA	
Volum de lichid in SCP	(dm <sup>3</sup> )	1	
Lungime batiu	(mm)	37	
Masa neta	(kg)	3	
<b>PRET (fara TVA) EURO</b>			
Conditii de livrare			
Conditii de plata			
Termen de livrare			
Valabilitate oferta			
Intocmit			
<b>Accesorii: EURO</b>			
Polyurethan foam cap for SL23	1 pcs of		
Wall assembly for SL23 (Set)	1 pcs of		
0.75 INCH UNION AISI 316	1 pcs of		
0.75 INCH UNION St52-3	1 pcs of		

INTElterm Consulting SRL

Republicii Nr. 75

RO-400489 Cluj-Napoca

Tif : +40 264 593904

Fax : +40 264 431919

Figura 6.4 Caracteristicile vaporizatorului și datele de alegere al acestuia

**Sondex A/S PVV - Design & Datalist**

V0296A

MOLDOVAN Marian  
QuotationNo : 001Att :  
Ref :Item : 5  
Wednesday, May 04, 2005

Tip SCP	SL23-BR25-12-TL-COND	Agent primar	Agent secund:
Debit volumic	(kg/s)/(kg/s)	0.06	0.20
Temperatura intrare	(°C)	93.00	40.00
Temperatura iesire	(°C)	55.00 43.00 )	50.00
Pierdere de presiune / velocity	(kPa) / (m/s)	1.36/ ( 1.45 )	21.11
CAPACITATE TERMICA	(kW)	9	
<b>AGENTI DE LUCRU</b>		<b>R407C</b>	<b>Water</b>
Masa specifica	(kg/m <sup>3</sup> )		990.15
Caldura specifica	(kJ/kg*K)		4.18
Conductivitate termica	(W/m*K)		0.63
Vascozitate medie	(mPa*s)		0.61
Vascozitate la placa	(mPa*s)		0.41
Coeficient de ancrasare	(m <sup>2</sup> *K/kW)		0,0081
Exces de suprafata	(%)	5.6	
Racorduri intrare		F1	F3
Racorduri iesire		F4	F2
<b>DESCRIERE BATIU / PLACI</b>			
Aranjament placi (pasi x canale)		1 × 5 + 0 × 0	
Aranjament placi (pasi x canale)		1 × 6 + 0 × 0	
NUMAR DE PLACI		12	
Suprafata efectiva de transfer	(m <sup>2</sup> )	0.24	
Coef. de transfer murdar/curat	(W/m <sup>2</sup> *K)	3282 / 3466	
Material placi		0.4 mm AISI 316	
Material garnituri	(°C)	COPPER/BRAZED	/ 185
Temperatura maxima de lucru	(°C)	120.00	
Presiunea max. de lucru/testare	(MPa)	0.6 / 0.8	
Tip batiu		BR No 4	
Racorduri primar		22.3 mm Pipe, NN	
Racorduri secundar		0.75 inch Thread BSP, AA	
Volum de lichid in SCP	(dm <sup>3</sup> )	0	
Lungime batiu	(mm)	25	
Masa neta	(kg)	2	
<b>PRET (fara TVA) EURO</b>			
Conditii de livrare			
Conditii de plata			
Termen de livrare			
Valabilitate oferta			
Intocmit			
<b>Accesorii: EURO</b>			
Polyurethan foam cap for SL23	1 pcs of		
Wall assembly for SL23 (Set)	1 pcs of		
0.75 INCH UNION AISI 316	1 pcs of		
0.75 INCH UNION St52-3	1 pcs of		

INTELterm Consulting SRL

Republicii Nr. 75

RO-400489 Cluj-Napoca

Tlf : +40 264 593904

Fax : +40 264 431919

Figura 6.5 Caracteristicile condensatorului și datele de alegere al acestuia

## VI.2 Alegerea compresorului

În alegerea compresorului, la fel ca și în cazul alegerii vaporizatoarelor și condensatoarelor un criteriu important l-a reprezentat dimensiunile de gabarit. Din această cauză nu s-a optat pentru un compresor cu piston ci la unul cu spirale.

Un astfel de compresor este prezentat în figura 6.6

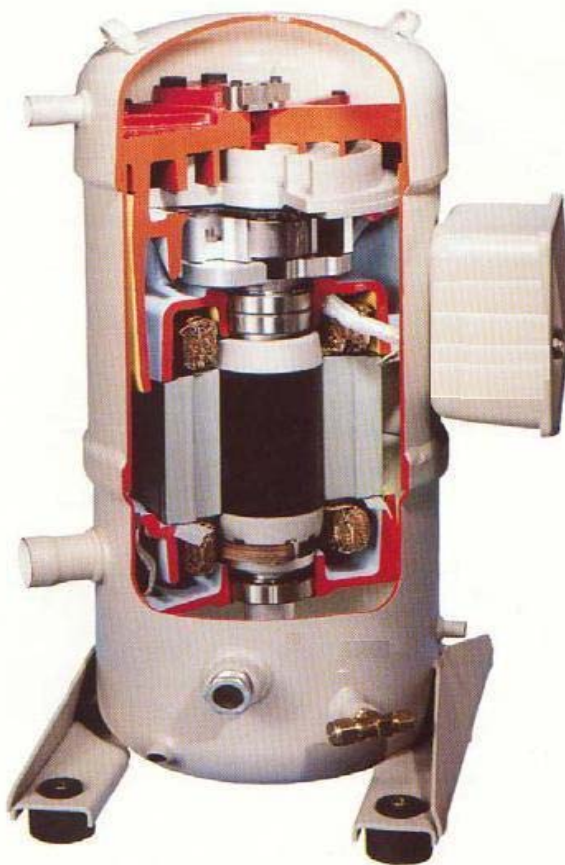


Figura 6.6 Compresor cu spirală

Spirala superioară, (statorul) unde se găsește orificiul de refulare este fixă, în timp ce spirala inferioară (rotorul) este antrenată într-o mișcare orbitală. Aspirația se realizează prin zona periferică, iar refularea prin orificiul situat în centrul spiralei fixe după cum se vede și din figura 6.7.

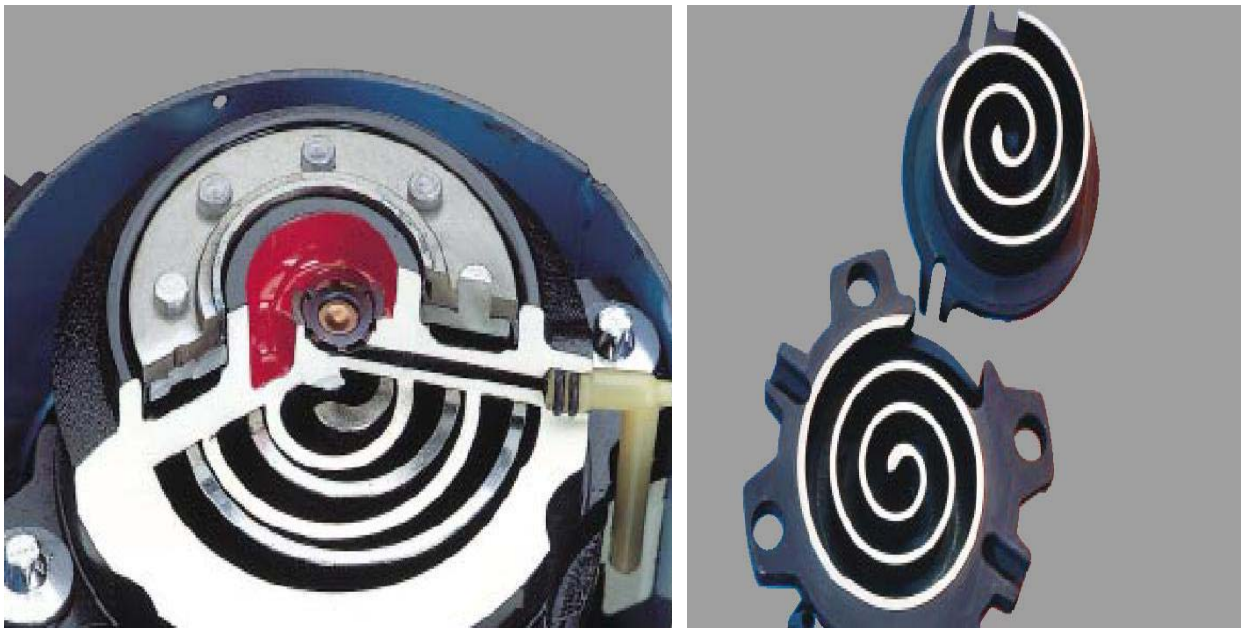


Figura 6.7 Spirala fixă și spirala mobilă

Modul de funcționare al acestor tipuri de compresoare este ilustrat în figura 6.8

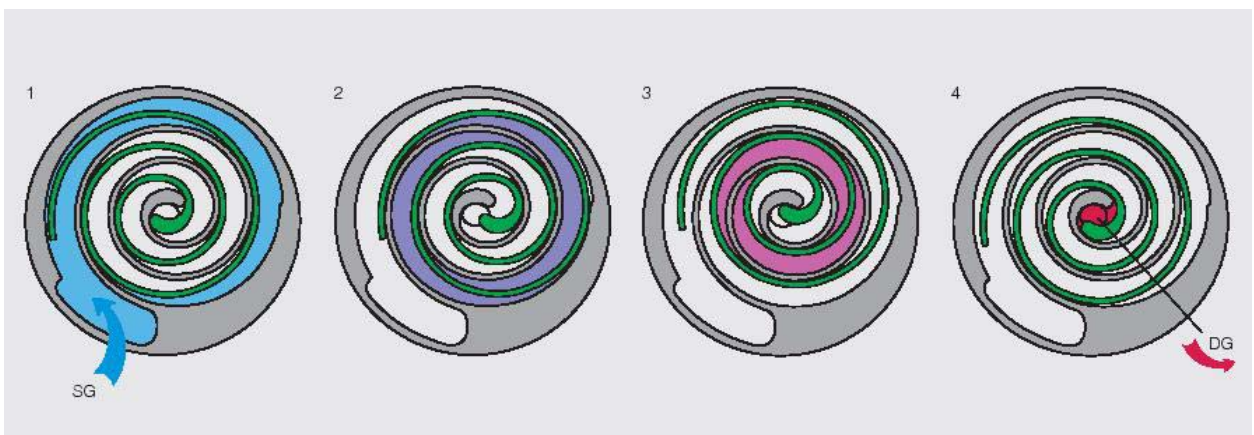


Figura 6.8 Principiul de funcționare al compresorului cu spirală

Fazele funcționării:

- aspirația 1: în timpul deplasării spiralei inferioare se formează două zone prin care sunt aspirați vaporii de agent frigorific până în momentul în care cele două zone se închid
- comprimarea 2 și 3 : mișcarea spiralei antrenează vaporii spre zona centrală, iar volumul ocupat de vaporii se reduce treptat ceea ce produce comprimarea acestora.
- refularea 4 : vaporii comprimați sunt evacuați prin orificiul din zona centrală.



Se observă că în timpul funcționării cele trei faze se desfășoară simultan, simetric și continuu, ceea ce reprezintă o caracteristică a acestui tip de compresor, care va fi supus unei variații de cuplu mai redusă decât în cazul compresorului cu piston. Compresorul nu necesită supape, fiind suficientă o simplă clapetă unisens, care împiedică reîntoarcerea vaporilor refuși. Raportul de comprimare este fix iar coeficientul de debit este foarte bun pentru că nu există spațiu mort.

Alegerea compresorului se face în funcție de debitul de agent frigorific aspirat. Calculul acestui debit se face cu relația următoare:

$$\dot{D}_{vol} = \frac{3600 \cdot \dot{m}}{\rho} = \frac{3600 \cdot 0,041}{17,68} = 8,34 \text{ m}^3/\text{h} = 0,002316 \text{ m}^3/\text{s} \quad (6.1)$$

unde:

$\dot{D}_{vol}$  este debitul volumic de agent frigorific aspirat de compresor în  $\text{m}^3/\text{h}$

$\dot{m} = 0,041 \text{ Kg/s}$  este debitul masic de agent frigorific aspirat

$\rho = 17,68 \text{ kg/m}^3$  este densitatea agentului frigorific la aspirație ( $18^\circ\text{C}$ ) [Coolpack]

De la firma germană Bitzer, pe baza diagramei 6.9 se alege un compresor ES210 cu un debit de  $10 \text{ m}^3/\text{h}$ .

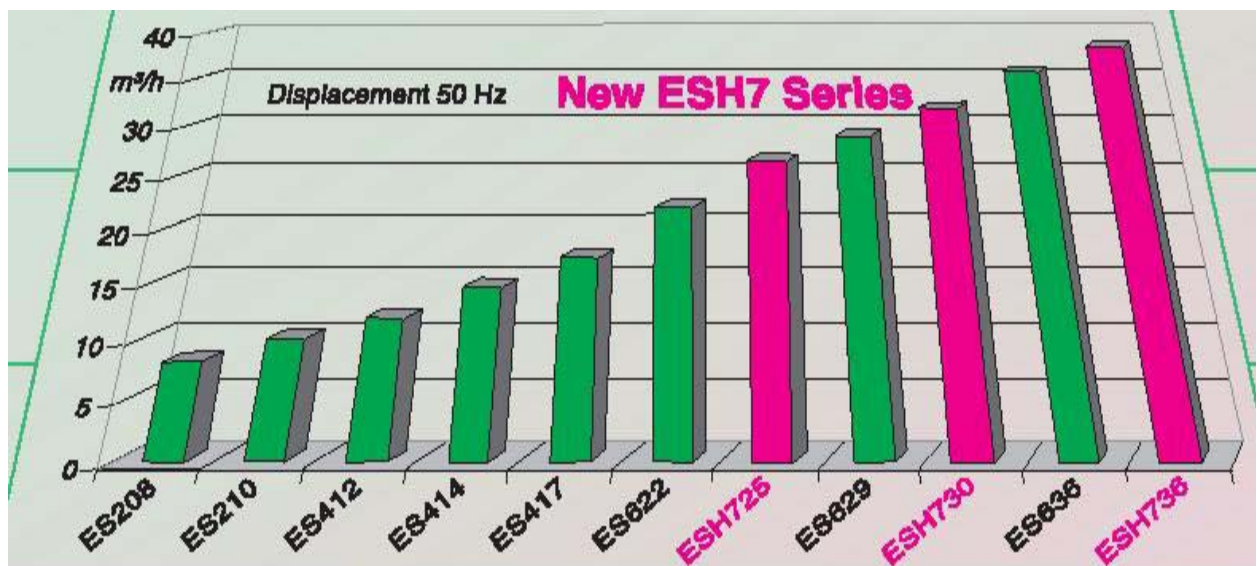


Figura 6.9 Diagrame pentru alegerea compresoarelor

### VI.3 Alegerea schimbătorului intern de căldură (regenerativ)

Scimbătorul intern de căldură are rolul de a permite încălzirea vaporilor de agent frigorific aspirați de compresor pe baza răcirii lichidului, mărindu-se astfel eficiența pompei de căldură. Schimbătorul intern de căldură este un schimbător tip tub în tub. Astfel de schimbătoare sunt prezentate în figura 6.10



Figura 6.10 Schimbătoare regenerative

Alegerea schimbătorului regenerativ de căldură se face pe baza produsului relației 6.2

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta t_m \text{ W (6.2)}$$

unde:

$\dot{Q}$  = 530 W reprezintă sarcina termică a schimbătorului regenerativ (din tabelul 4.10)

k reprezintă coeficientul global de schimb de căldură în W/m<sup>2</sup>K

A reprezintă aria totală de schimb de căldură în m<sup>2</sup>

$\Delta t_m$  reprezintă diferența de temperatură medie logaritmică

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} = \frac{34 - 25}{\ln \frac{34}{25}} = 29.26 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.3)$$

Din figura 4.30 se observă că  $\Delta t_{\max}$  este de 34 °C și că  $\Delta t_{\min}$  este de 25 °C.

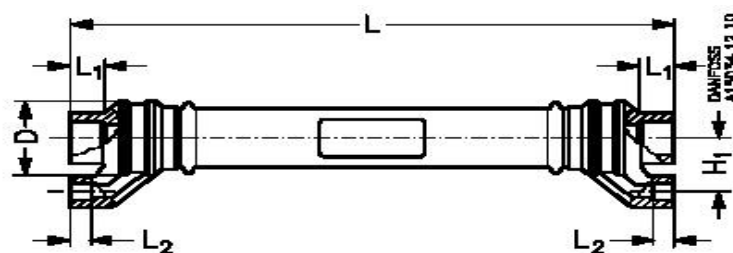
$$k \cdot A = \frac{\dot{Q}}{\Delta t_m} = \frac{530}{29.26} = 18,1 \text{ W}/^\circ\text{C} \quad (6.4)$$

Pe baza acestui produs de la firma daneză Danfoss se alege din tabelul 6.1 schimbătorul regenerativ HE 8.0 . Presiunea maximă de lucru pentru acest schimbător este de 28 bar într-un interval de temperaturi cuprins între -60 și 120 °C.

Tabel 6.1 Alegerea schimbătoarelor interne de căldură

Type	K × A
	1) Dry suction gas / refrigerant liquid (normal use in refrigeration plant with fluorinated refrigerants) W / °C
HE 0.5	2.3
HE 1.0	3.1
HE 1.5	4.9
HE 4.0	11.0
HE 8.0	23.0

Desenul de execuție al acestui schimbător regenerativ este prezentat în figura 6.11



Type	H <sub>1</sub> mm	L mm	L <sub>1</sub> mm	L <sub>2</sub> mm	∅ D mm	Weight kg
HE 0.5	20	178	10	7	27.5	0.3
HE 1.0	25	268	12	9	30.2	0.5
HE 1.5	30	323	14	10	36.2	1.0
HE 4.0	38	373	20	10	48.3	1.5
HE 8.0	48	407	29	10	60.3	2.3

Figura 6.11 Desenul de execuție al schimbătorului regenerativ

## VI.4 Alegerea ventilului de laminare termostatic

Ventilele de laminare termostatică sunt echipamente sunt elemente specifice instalațiilor frigorifice destinate reglării automate a gradului de supraîncălzire a vaporilor care părăsesc vaporizatorul

Alegerea ventilului de laminare termostatic se face în funcție de o serie de parametri cum sunt: tipul agentului frigorific, presiunea de lucru, sarcina termică a vaporizatorului, temperatura de evaporare și valoarea punctului MOP. Ventilele de laminare tip MOP protejează instalația împotriva creșterii presiunii de aspirație.

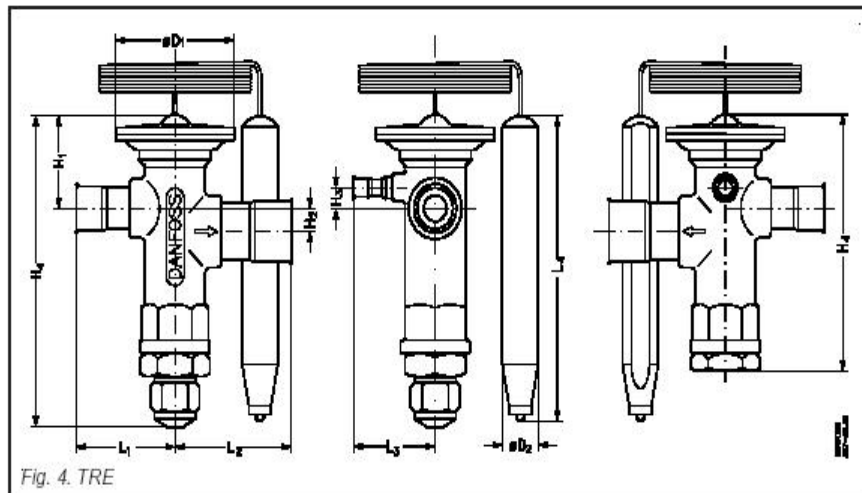
Din catalogul firmei daneze Danfoss prezentat în tabelul 6.2 se alege pentru freonul R407C un ventil de laminare termostatic tip TRE10-8Z 067L2012 care poate fi folosit pentru o sarcină termică a vaporizatorului de până la 28 KW.

Pentru o reglare cât mai exactă a gradului de supraîncălzire bulbul ventilului de laminare termostatic trebuie montat pe conducta de ieșire din vaporizator analog intervalul dintre orele 1 și 4 pe cadranul unui ceas

Tabelul 6.2 Catalog ventile de laminare termostatică

Refrigerant	Type Rated capacity  $Q_{nom}^{1)}$ TR	Rated capacity  $Q_{nom}^{1)}$ kW	Connection		Range K – 25°/+ 10°C MOP 15°C – 15°/+ 50°F MOP 60°F		Range N – 40°/+ 10°C – 40°/+ 50°F	
			Inlet  in.	Outlet  in.	Code no.	Code no.	Code no.	Code no.
					Multi-pack <sup>2)</sup>	Industrial pack <sup>2)</sup>	Multi-pack <sup>2)</sup>	Industrial pack <sup>2)</sup>
R407C	TRE10-8Z	28	5/8	7/8	067L1012	067L2012	067L1112	067L2112
	TRE10-10Z	35	5/8	7/8	067L1015	067L2015	067L1115	067L2115
	TRE20-10Z	35	5/8	7/8	067L1058	067L2058	067L1158	067L2158
	TRE20-12,5Z	44	5/8	7/8	067L1062	067L2062	067L1162	067L2162
	TRE20-15Z	53	7/8	1 1/8	067L1067	067L2067	067L1167	067L2167
	TRE20-20Z	70	7/8	1 1/8	067L1070	067L2070	067L1170	067L2170
	TRE20-20Z	70	7/8	1 3/8	067L1071	067L2071	067L1171	067L2171

În figura 6.12 este prezentat desenul de execuție al acestor ventile de laminare termostatică.



Type	Connection, ODF solder		Capillary tube length m	H1 mm	H2 mm	H3 mm	H4 mm	L1 mm	L2 mm	L3 mm	L4 mm	øD1 mm	øD2 mm	Weight kg
	Inlet x Outlet in.	Inlet x Outlet mm												
TRE10	1/2 x 1/2	12 x 12	1.5	32	7.5	5	104	40.5	40.5	34.5	70	45	15	0.39
	1/2 x 5/8	12 x 16							45.5					
	5/8 x 1/2	16 x 12						40.5						
	5/8 x 5/8	16 x 16						45.5						
	5/8 x 7/8	16 x 22						51.5						
	7/8 x 7/8	22 x 22						51.5						
7/8 x 1 1/8	22 x 28	58.5	82 <sup>1)</sup>	51.5	0.35 <sup>1)</sup>									

Figura 6.12 Desenul de execuție al ventilelor termostatică

## VI.5 Dimensionarea sondelor

Dimensionarea sondelor este puternic influențată de tipul solului, de prezența apei freatice, modul de dispunere a straturilor de roci, de compoziția lui chimică. Pentru o dimensionare preliminară se consideră o putere de extracție a căldurii pe metru liniar de sondă de 50W, o dimensionare exactă putându-se face doar la fața locului de către echipa de forare.

Din tabelul 6.3 pentru o capacitate a vaporizatorului de 6,5 KW s-au ales două sonde de 65m din tub de politilen de 32x2 mm.

Tabelul 6.3 Dimensionarea sondelor

Putere medie de extracție  $\dot{q}_F = 50 \text{ W/m}$  de sondă

Putere de răcire $\dot{Q}_K$ (kW)	Sonde pentru sol DN 32 x 3 (tub dublu cu profil U), număr x lungime (m)
3,70	1 x 75
5,00	1 x 100
6,50	2 x 65
8,40	2 x 85
11,00	3 x 75
12,70	3 x 90
7,40	2 x 75
10,00	2 x 100
13,00	3 x 90
16,80	4 x 90
22,00	5 x 88
25,40	5 x 100

## VI.6 Alegerea pompelor de recirculare a agenților termici

Alegerea pompelor se face în funcție de debitul volumic de lichid vehiculat de pompă și de înălțimea de pompare.

Debitul de agent termic vehiculat se face cu ajutorul relației 6.1

Calculul debitului volumic de agent termic primar (antigel)

$$\dot{D}_{vol} = \frac{3600 \cdot \dot{m}}{\rho} = \frac{3600 \cdot 0,366}{1027} = 1,31 \text{ m}^3/\text{h} = 0,0003638 \text{ m}^3/\text{s} \quad (6.5)$$

unde:

$\dot{D}_{vol}$  este debitul volumic de agent termic primar vehiculat de pompă în  $\text{m}^3/\text{h}$

$\dot{m} = 0,366 \text{ Kg/s}$  este debitul masic de agent termic primar

$\rho = 1027 \text{ kg/m}^3$  este densitatea agentului termic primar [Coolpack]

Calculul debitului volumic de agent termic secundar (apa care răcește condensatorul)

$$\dot{D}_{vol} = \frac{3600 \cdot \dot{m}}{\rho} = \frac{3600 \cdot 0,203}{1000} = 0,73 \text{ m}^3/\text{h} = 0,0002027 \text{ m}^3/\text{s} \quad (6.6)$$

unde:

$\dot{D}_{vol}$  este debitul volumic de agent termic secundar vehiculat de pompă în  $\text{m}^3/\text{h}$

$\dot{m} = 0,203 \text{ Kg/s}$  este debitul masic de agent termic primar

$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$  este densitatea agentului termic secundar

De la firma Grundfos pentru ambele cazuri se alege o pompă UPS 40-50FB 250.

Pompa și caracteristica acesteia sunt prezentate în figura 6.13 iar în figura 6.14 este prezentat desenul de execuție al acestei pompe.

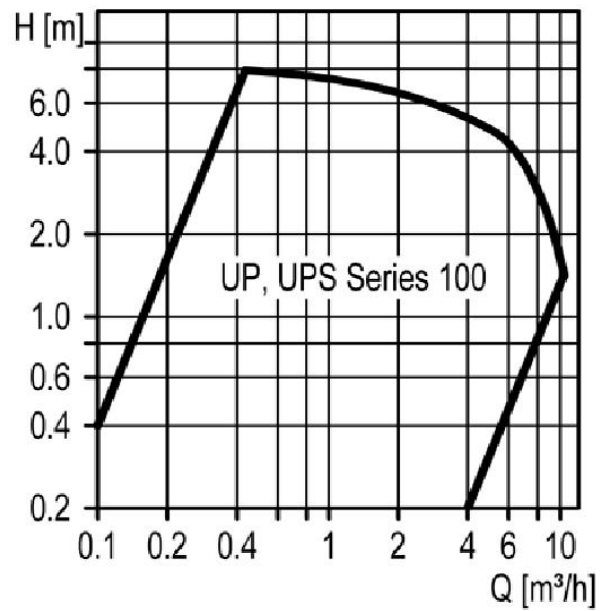


Figura 6.13 Pompa și caracteristica acesteia

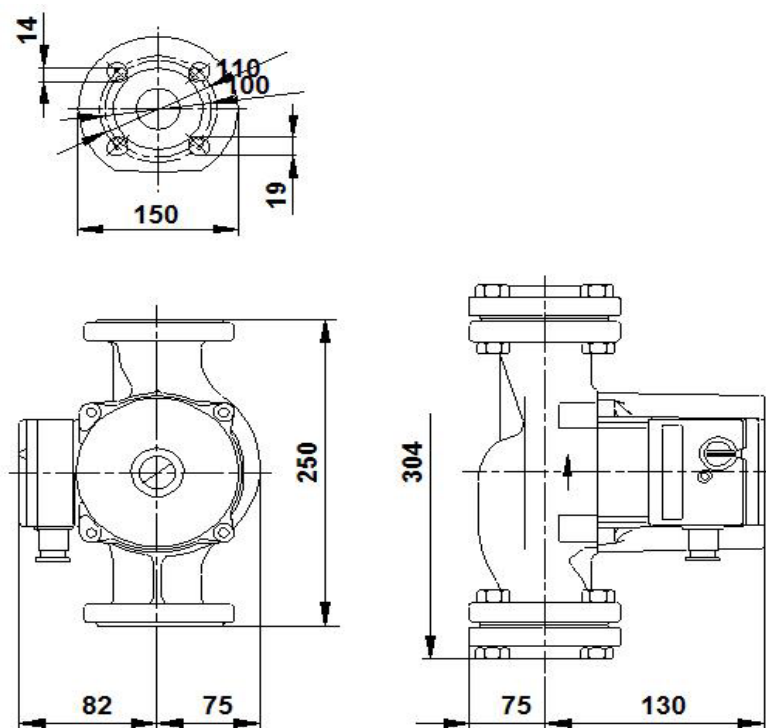


Figura 6.14 Desenul de execuție al pompei



## VI.7 Calculul vasului de expansiune

În timp, atât în circuitul primar cât și în cel secundar apar diferențe de temperatură, diferențe cauzate de funcționarea sau oprirea instalației. Aceste diferențe de temperatură duc la dilatarea agenților termici, dilatare care este preluată de vasele de expansiune.

Calculul vasului de expansiune pentru circuitul primar.

Reducerea volumului în cazul funcționării instalației se calculează cu relația 6.7

$$V_z = V_A \cdot \beta = 270 \cdot 0,01 = 2,7 \text{ litri} = 0,0027 \text{ m}^3 \quad (6.7)$$

unde:

$V_A = 270$  litri și reprezintă capacitatea sondei pentru sol + capacitatea pompei de căldură

$\beta = 0,01$  și reprezintă coeficientul de dilatație pentru antigel

Coeficientul de siguranță se calculează cu relația 6.8. Valoarea acestui coeficient este de minim 3 litri.

$$V_V = V_A \cdot 0,005 = 270 \cdot 0,005 = 1,2 \text{ litri} \rightarrow \text{se alege } 3 \text{ litri} \quad (6.8)$$

Volumul vasului de expansiune se calculează cu relația 6.9.

$$V_N = \frac{V_Z - V_V}{p_e - p_{st}} (p_e - 1) = \frac{2,7 + 3}{2,5 - 0,5} (2,5 + 1) = 9,1 \text{ litri} = 0,0091 \text{ m}^3 \quad (6.9)$$

unde:

$p_e = p_{st} - 0,5 \text{ bar}$  reprezintă suprapresiunea maximă admisă în bar

$p_{st} = 3 \text{ bar}$  și reprezintă presiunea de purjare a supapei de siguranță

$p_{st} = 0,5 \text{ bar}$  și reprezintă presiunea preliminară a azotului

Se alege un vas de expansiune de 10 litri

Relațiile de calcul au fost preluate din documentația firmei Viessmann.

## VI.8 Alegerea boilerului pentru prepararea apei calde menajere

Alegerea boilerului pentru apă caldă menajeră s-a făcut în funcție de numărul de persoane care locuiesc în casă.

Firma Viessmann recomandă ca în cazul în care prepararea apei calde cu ajutorul pompelor de căldură nu se face instantaneu ci cu un rezervor de acumulare să se folosească un boiler Vitocell B-100. Cerințele care au dus la alegerea acestui boiler sunt prezentate anterior în subcapitolul II.2.3.

Câteva din caracteristicile acestui tip de boiler sunt :capacitatea de 300 litri, izolație de mare eficiență care reduce simțitor pierderile de căldură, încălzirea întregului volum de apă prin serpentina boilerului care ajunge până la baza acestuia, prepararea rapidă a apei calde menajere, este realizat din oțel inoxidabil, prezintă doi anodi din magneziu împotriva coroziunii iar la cerere se poate monta o rezistență electrică.

Acest boiler poate funcționa în regim bivalent, în cazul în care funcționează în regim monovalent cele două serpentine sunt legate în serie. Prezentarea acestui boiler s-a făcut în figura 3.7. În figura 6.15 este prezentat desenul de execuție.

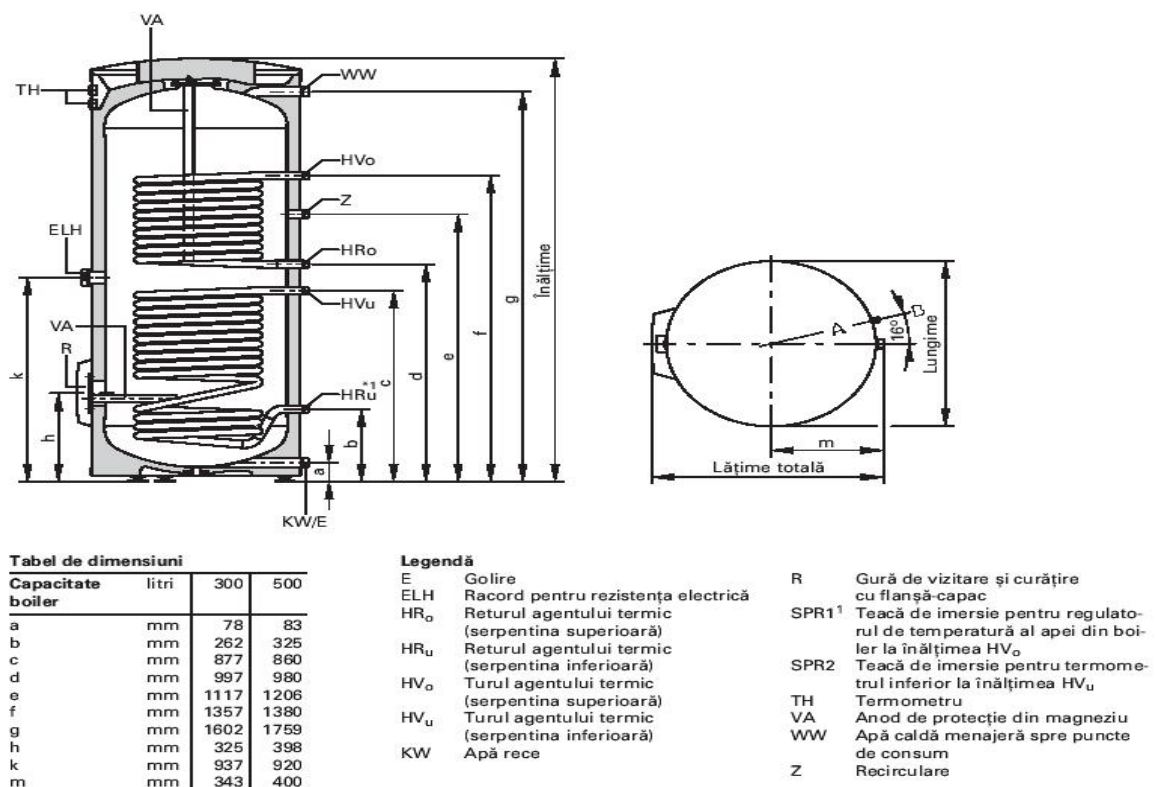


Figura 6.15 Desenul de execuție al boilerului

## VI.9 Alegerea pompei de recirculare a apei calde menajere

Firma Viessmann, firma producătoare a boilerului recomandă să se utilizeze ca pompă de recirculare o pompă Grundfos UP25-40.

Caracteristicile acestei pompe sunt redată în figura 6.16.

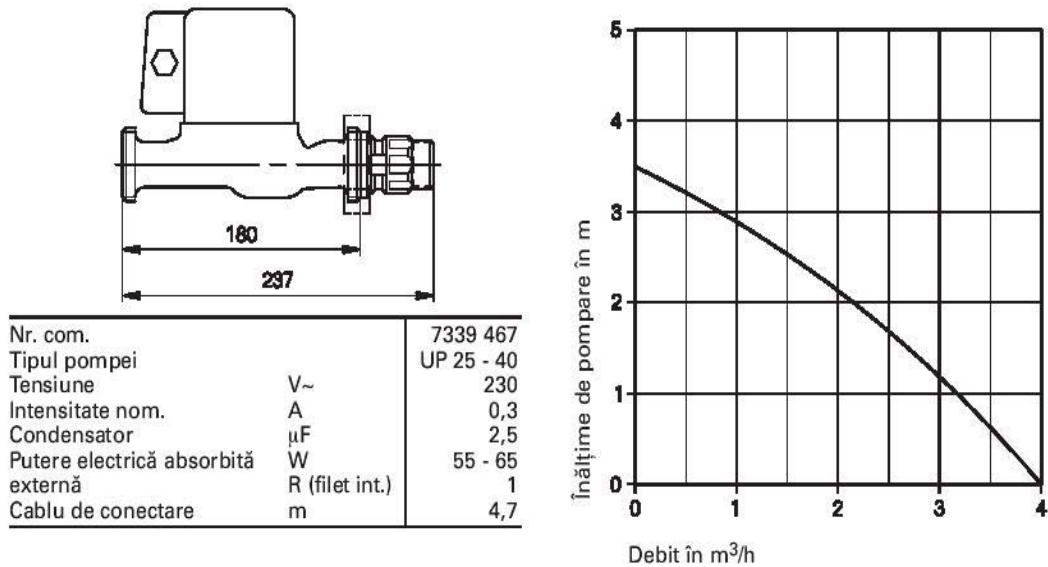


Figura 6.16 Pompa de recirculare a apei calde menajere

## VI.10 Alegerea electroventilelor

Electroventilele sunt aparate de automatizare care închid sau deschid un circuit atunci când primesc o comandă de la un termostat sau presostat. În figura 6.17 sunt prezentate electroventilele produse de firma Danfoss.



Figura 6.17 Electroventile

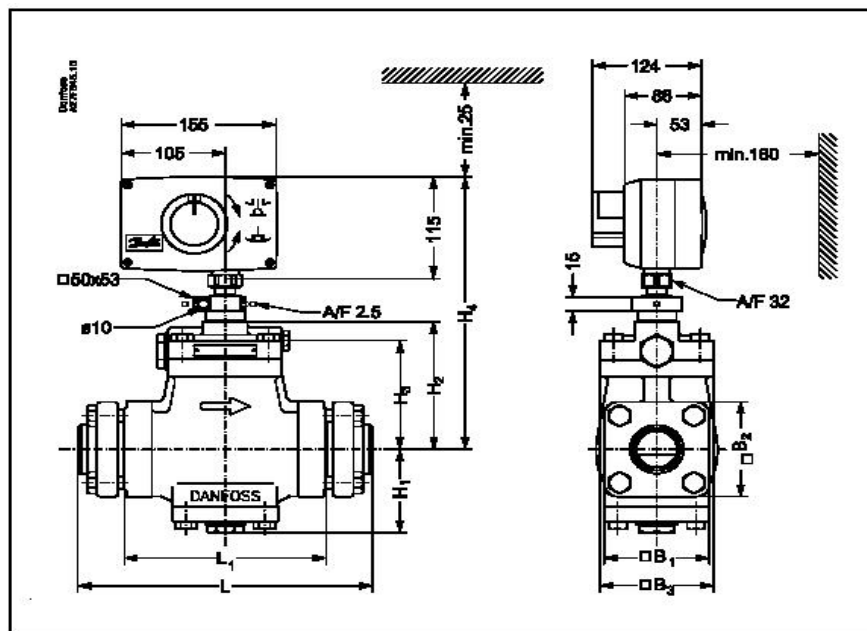
Alegerea acestor electroventile se face în funcție de debitul de agent vehiculat.

Din catalogul firmei Danfos prezentat în figura 6.18 pentru încălzire pe baza relației 6.6 se alege câte un electroventil MEV 80-2 atât pentru circuitul de încălzire a apei calde menajere cât și pentru circuitul de încălzire a locuinței. Conform relației 6.6 debitul total de agent termic secundar este de  $0,73 \text{ m}^3/\text{h}$  din care în sezonul rece  $0,6 \text{ m}^3/\text{h}$  este folosit pentru încălzirea locuinței iar restul pentru prepararea apei calde menajere.

Valve size	$k_v$ -value	$C_v$ -value	Max. $\Delta p$	Max. $\Delta p$	Min. opening/closing times		Lifting height <sup>1)</sup>	Closing time <sup>2)</sup>
	m <sup>3</sup> /h	USgal/min	bar	psi	50 Hz	60 Hz	mm	s
MEV 80 - 2	0.6	0.7	28	406	33 s	26 s	10.0	8
MEV 80 - 3	1.0	1.2	28	406	33 s	26 s	10.0	8
MEV 80 - 4	1.5	1.7	28	406	33 s	26 s	10.0	8
MEV 80 - 5	2.1	2.4	28	406	33 s	26 s	10.0	8
MEV 80 - 6	3.3	3.8	28	406	33 s	26 s	10.0	8
MEV 80 - 7	5.0	5.8	28	406	33 s	26 s	10.0	8
MEV 125	7.0	8.1	20	290	40 s	32 s	12.3	10
MEV 200	10.0	11.6	18	261	50 s	40 s	15.5	13
MEV 300	15.5	18.0	18	261	62 s	51 s	19.5	16
MEV 500	23.0	26.7	18	261	66 s	53 s	20.5	17

Figura 6.18 Catalog electroventile Danfoss

Desenul de execuție al acestui electroventil este prezentat în figura 6.19



Dimensions

Valve size		H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	H <sub>4</sub>	L	L <sub>1</sub>	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>
MEV 80 (1 in.)	mm in.	66 2.60	105 4.13	79 3.11	266 10.47	177 6.97	106 4.17	75 2.95	Oval flange	87 3.43
MEV 125 (1 1/4 in.)	mm in.	72 2.83	121 4.76	96 3.78	282 11.10	240 9.45	170 6.69	84 3.31	82 3.23	94 3.70
MEV 200 (1 1/2 in.)	mm in.	79 3.11	128 5.04	105 4.13	289 11.38	254 10.00	170 6.69	94 3.70	89 3.50	102 4.02
MEV 300 (2 in.)	mm in.	95 3.74	151 5.94	123 4.84	312 12.28	288 11.34	200 7.87	104 4.09	106 4.17	113 4.45
MEV 500 (2 1/2 in.)	mm in.	109 4.29	167 6.57	146 5.75	352 13.86	342 13.46	250 9.84	127 5.00	113 4.45	135 5.31

Figura 6.19 Desenul de execuție al electroventilului

## VI.11 Alegerea termostatelor

Termostatele închid sau deschid circuite electrice de comandă, în funcție de valoarea temperaturii reglate, care este detectată prin intermediul unui bulb, sau un element termosensibil conectat la un burduf elastic. Principiul de funcționare al termostatelor este prezentat în figura 6.20.

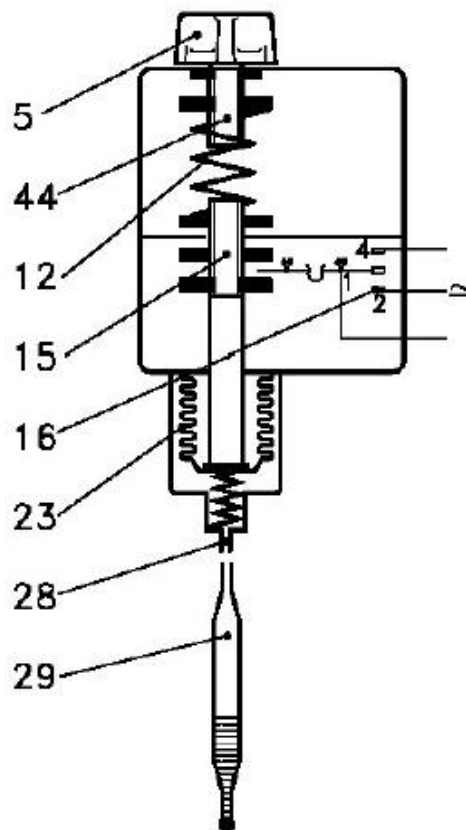


Figura 6.20 Principiul de funcționare al unui termostat

Traductorul de temperatură este reprezentat de bulbul 29, legat prin tubul capilar 28 de burduful elastic 23. În bulb se găsește agent frigorific lichid în echilibru cu vapori, iar presiunea din bulb este proporțională cu temperatura. Astfel, variația temperaturii controlate de termostat este transformată în variația unei presiuni, care acționează asupra burdufului elastic. Mecanismul termostatului cuprinde tija principală 15, care este acționată de burduful elastic și de resortul principal 12. Tensiunea resortului poate fi reglată cu ajutorul șurubului de reglaj 44, acționat prin intermediul butonului 5. Sub acțiunea diferenței de forță datorate presiunii din bulb și cea datorată resortului principal, tija termostatului se poate deplasa, modificând poziția contactelor 16.

Alegerea termostatelor se realizează ținând seama de tipul aplicației în care vor fi utilizate, deci de funcțiile pe care trebuie să le îndeplinească. În figura 6.21 sunt prezentate domeniile de utilizare a termostatelor tip KP de la firma Danfoss

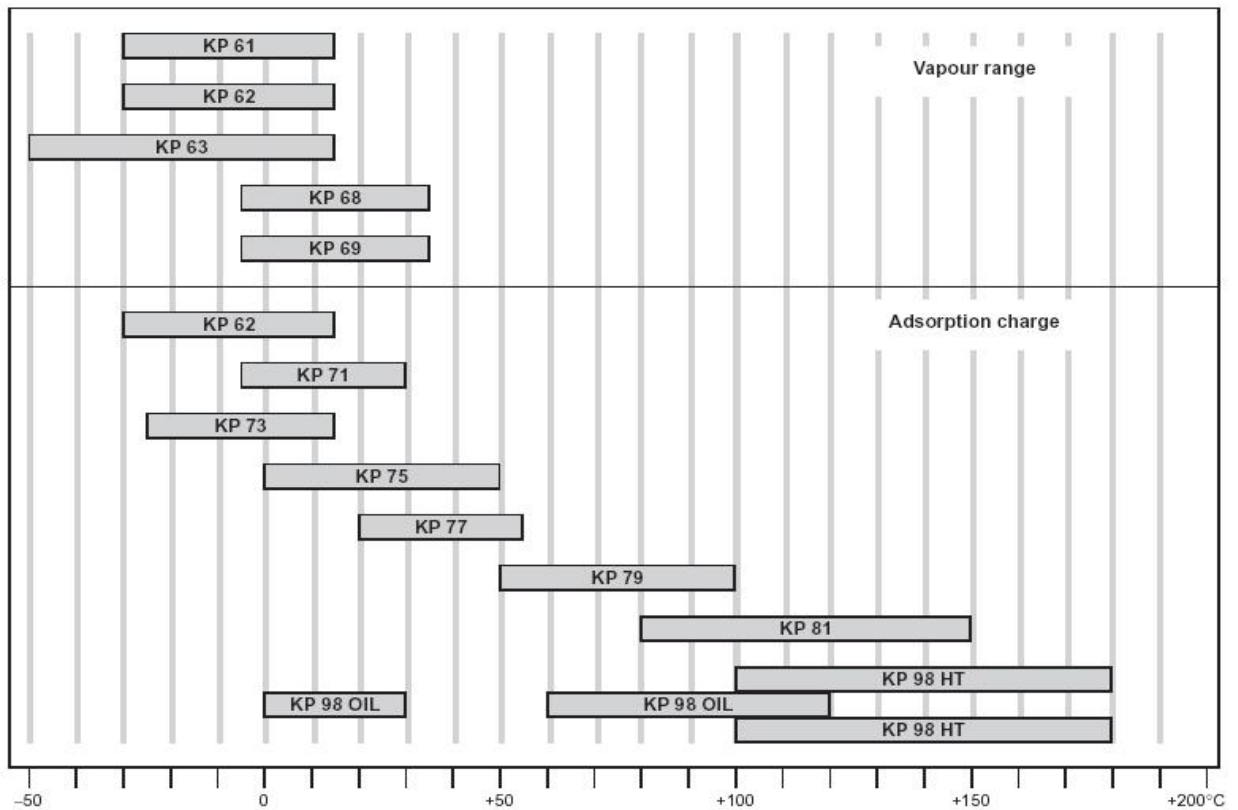


Figura 6.21 Domeniile de utilizare ale termostatelor KP

Din figura 6.21 se alege pentru reglarea temperaturii interioare un termostat KP 68 iar pentru reglarea temperaturii apei calde menajere din boiler un termostat KP 79.

## VI.12 Alegerea presostatelor

Presostatele închid sau deschid circuite electrice de comandă, în funcție de valoarea presiunii reglate, care este detectată prin intermediul unui burduf elastic. Principiul de funcționare a unui presostat este prezentat în figura 6.22.

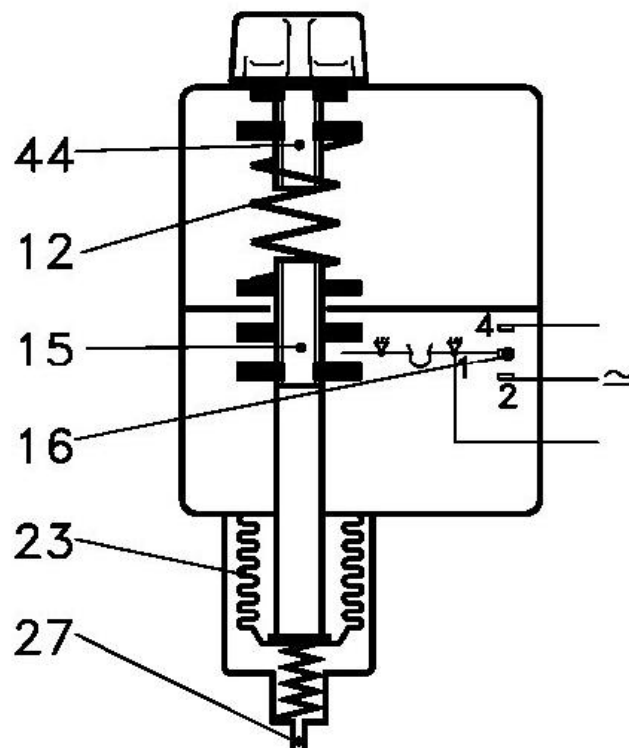


Figura 6.22 Principiul de funcționare al unui presostat

Presiunea care trebuie reglată, acționează prin intermediul racordului 27 și al burdufului elastic 23, asupra tije principale 15. Valoarea de referință a presiunii controlate, este materializată cu ajutorul resortului principal 12, care acționează asupra tije 15, în sens opus. Valoarea presiunii de referință, la care presostatul acționează este reglată cu ajutorul șurubului de reglaj 44.

Presostatele pot fi utilizate atât pentru reglarea presiunii joase (de vaporizare) cât și pentru reglarea presiunii de condensare, corespunzător presostatele fiind numite presostate de joasă presiune sau de înaltă presiune.

Selecția presostatelor din cataloagele firmelor producătoare se realizează în funcție de nivelul presiunii pe care trebuie să o controleze. În figura 6.23 sunt prezentate domeniile de utilizare a presostatelor KP ale firmei Danfoss.



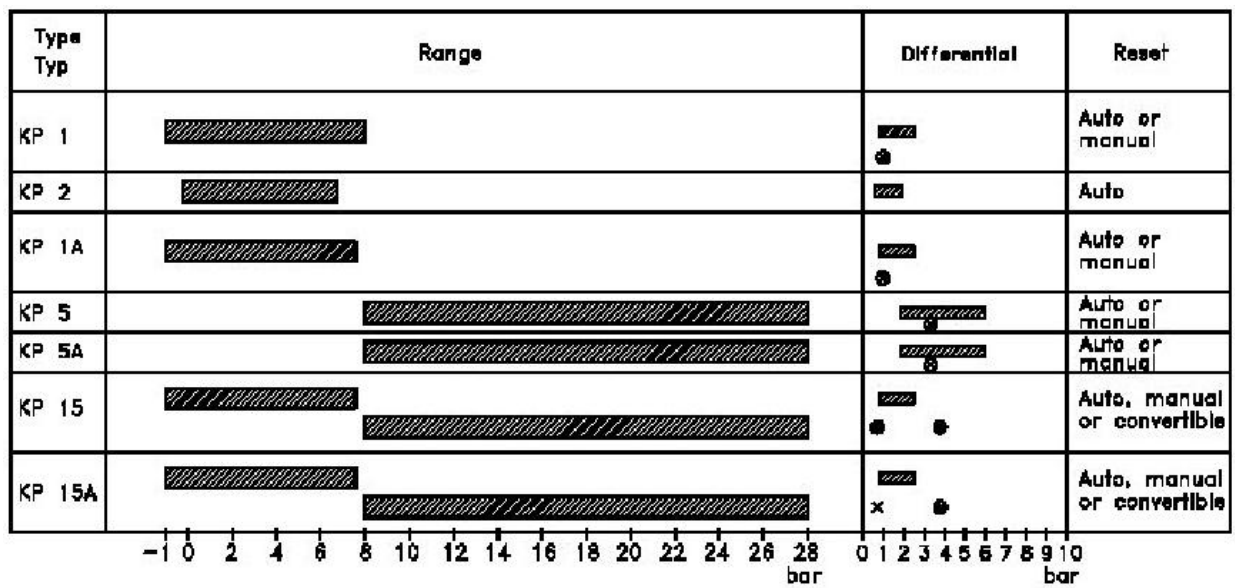


Figura 6.23 Domeniile de utilizare ale presostatelor KP

Din figura 6.23 pentru reglarea presiunii de vaporizare s-a ales de la firma daneză Danfoss un presostat KP2 iar pentru reglarea presiunii de condensare un presostat KP 5.

## VII Schema de automatizare

### VII.1 Rolul automatizării

Problema principală a automatizării instalațiilor de încălzire este menținerea temperaturii mediului încălzit la valoarea prescrisă, în condiții acceptabile, din punct de vedere economic și tehnologic, de funcționare a instalației de încălzire.

Instalațiile de încălzire consumă energie, pentru producerea efectului util. Eficiența sistemelor de încălzire depinde de cantitatea de energie consumată în vederea realizării efectului util. Aceasta la rândul ei depinde de condițiile în care se desfășoară procesele din această instalație dar și de cantitatea și calitatea informațiilor despre sistem, precum și de modul în care informațiile sunt preluate și folosite.

Una din problemele fundamentale ale încălzirii este reducerea consumurilor energetice, iar acest obiectiv se poate atinge numai în condițiile în care funcționarea instalației și a componentelor acesteia este automatizată.

Menținerea temperaturii constante la valoarea prescrisă a mediului încălzit trebuie realizată indiferent de variația temperaturii externe. Unul din cei mai importanți factori externi, care schimbă condițiile interne de funcționare a instalației este necesarul de căldură.

Instalațiile de încălzire se proiectează să poată asigura necesarul de căldură nominal, în cele mai grele condiții externe de funcționare, previzibile pentru acea instalație.

Regimul staționar nominal de funcționare a instalației este caracterizat de egalitatea dintre puterea termică a instalației și necesarul total de căldură.

Atâta timp cât instalația funcționează în regimul nominal, nu este necesar nici un sistem de reglare și automatizare a acesteia.

În timpul funcționării instalației aceasta va funcționa însă extrem de rar în condițiile nominale, prevăzute la funcționare. Astfel pot fi menționate cel puțin două tipuri de elemente care determină funcționarea în condiții diferite de cele nominale:

-Necesarul de căldură pe care trebuie să îl asigure instalația este variabil în timp

-Condițiile externe de lucru sunt caracterizate de fluctuații mari atât diurne cât mai ales sezoniere, iar modificarea condițiilor externe determină modificarea condițiilor interne de funcționare a instalației.

Se poate spune că în general reglarea temperaturii mediului încălzit se realizează prin reglarea diferitelor componente ale instalației astfel încât puterea termică a instalației să fie în permanență egală cu necesarul de căldură.

## **VII.2 Reglarea temperaturii interioare**

Pentru asigurarea temperaturii nominale a mediului răcit, este nevoie ca pe lângă aceasta să fie reglate și alte mărimi fizice cum ar fi presiunea de vaporizare, presiunea de condensare, gradul de supraîncălzire al vaporilor, temperatura de refulare. În vederea reglării acestor mărimi, se vor utiliza elemente de automatizare specializate, iar gradul de automatizare al instalației depinde de valoarea puterii frigorifice a acesteia și de gradul de complexitate a acesteia.

Menținerea temperaturii interioare la valoarea de 22 °C se realizează prin intermediul unui termostat montat în una din camere după cum se vede din figura 7.1

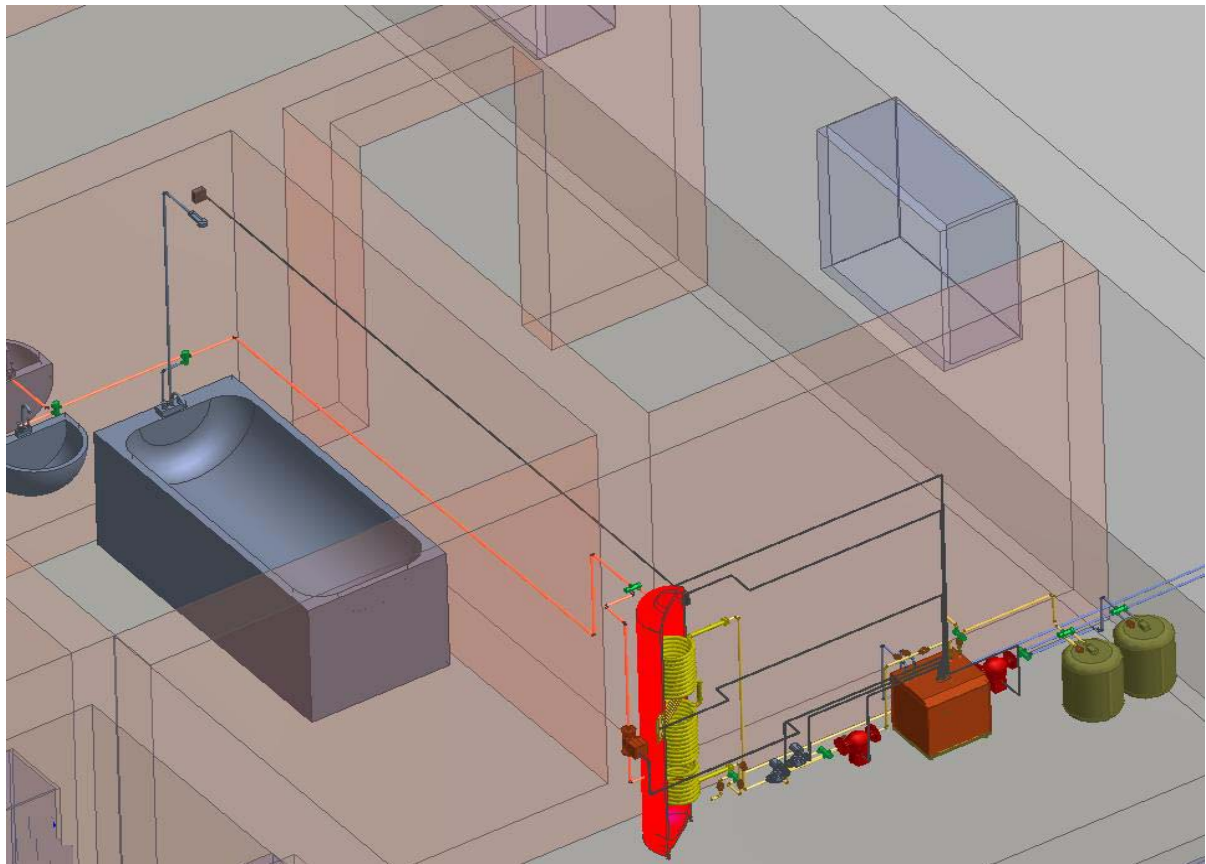


Figura 7.1 Reglarea temperaturii interioare prin intermediul termostatului

Termostatul sesizează modificarea temperaturii din cameră și acționează asupra unui electroventil montat pe circuitul de încălzire prin pardoseală închizându-l sau deschizându-l în funcție de modul de variație al temperaturii interioare. Dacă temperatura interioară crește termostatul închide ventilul electromagnetice iar dacă temperatura scade termostatul deschide ventilul electromagnetice permițând astfel vehicularea unui debit mai mare de agent termic secundar prin instalația de încălzire prin pardoseală.

Ventilul electromagnetic este prezentat în figura 7.2

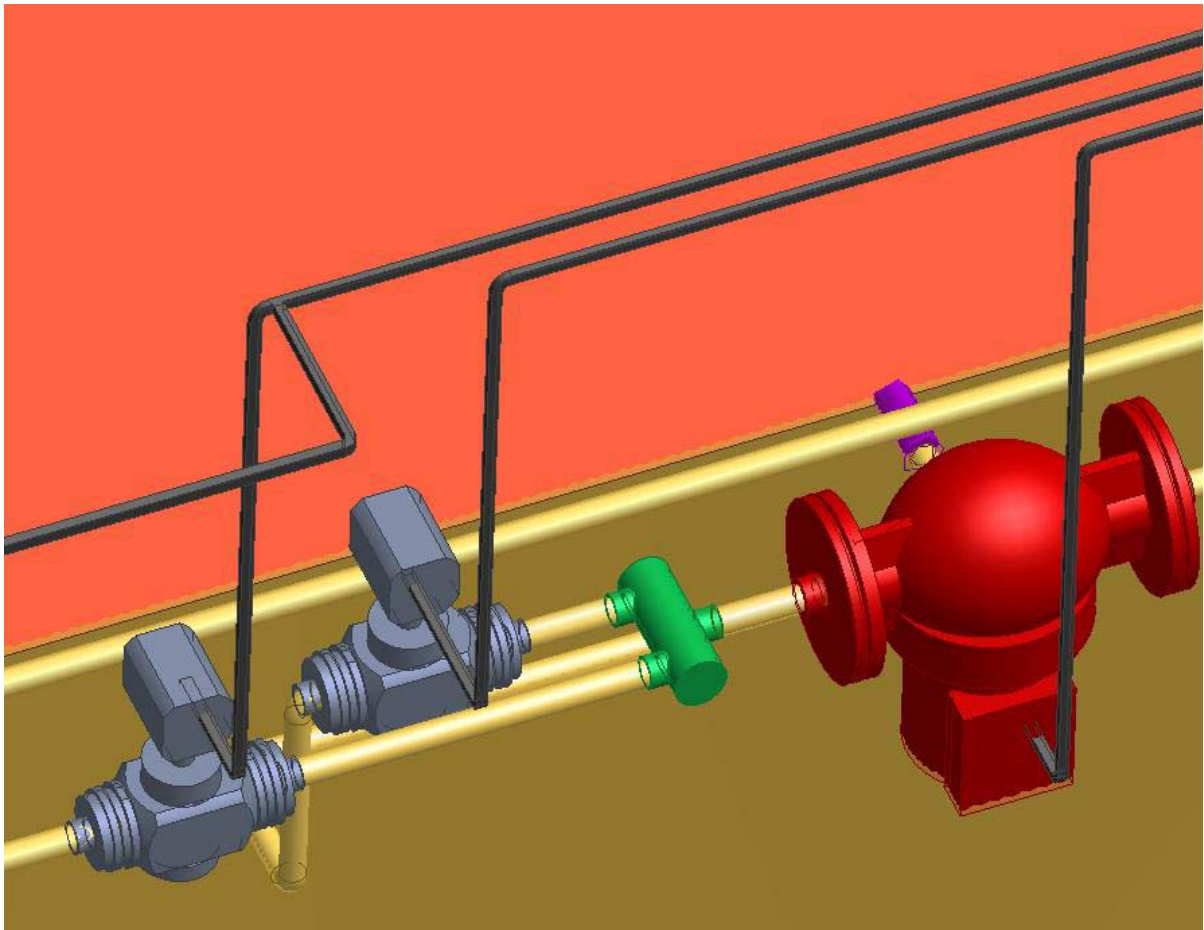


Figura 7.2 Montarea electroventilelor

Electroventilele pot să realizeze o reglare continuă a debitului de agent termic secundar pentru că în funcție de temperatura din cameră detectată de traductorul de temperatură, regulatorul comandă coborârea sau urcarea organului de închidere a robinetului, ceea ce determină scăderea sau creșterea secțiunii de curgere în funcție de necesități.

### VII.3 Reglarea temperaturii apei calde menajere

Reglarea temperaturii apei calde menajere se realizează prin intermediul unui termostat montat pe boiler (figura 7.3).

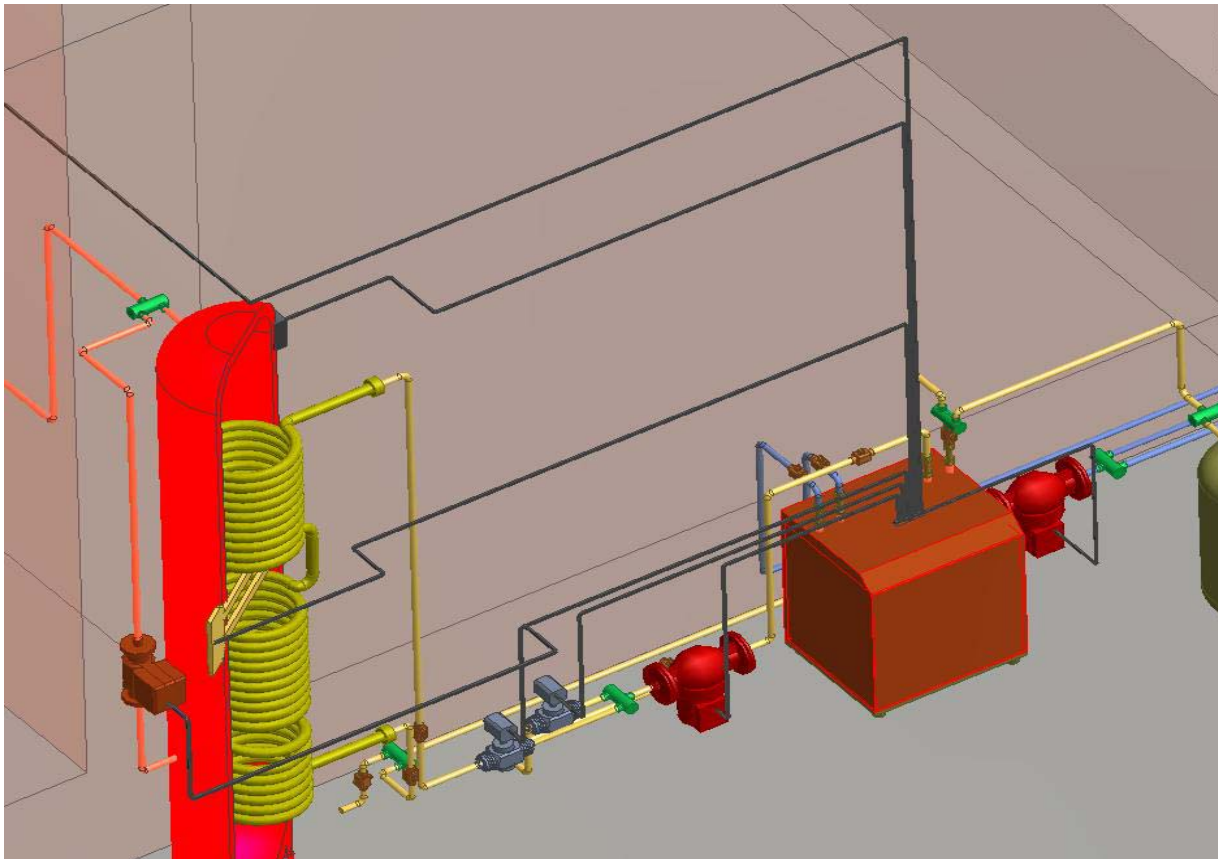


Figura 7.3 Reglarea temperaturii apei calde menajere cu ajutorul termostatului.

Termostatul este reglat să asigure o temperatură a apei din boiler de 45°C. Când temperatura apei calde menajere începe să scadă, termostatul acționează asupra unui electroventil (figura 7.2) montat pe circuitul de agent termic secundar deschizându-l.

În caz că temperatura scade sub 35°C termostatul pune în funcțiune rezistența electrică.

Când temperatura apei din boiler depășește din nou 35 °C termostatul întrerupe alimentarea cu energie electrică a rezistenței, încălzirea apei calde menajere urmând să se facă numai cu ajutorul pompei de căldură. Când temperatura apei din boiler atinge temperatura de 45°C, termostatul închide electroventilul și oprește alimentarea cu energie a pompei de recirculare a apei din boiler, acesta urmând a fi deschis când temperatura apei calde menajere începe să scadă.

## VII.4 Sistemul automat de protecție pentru evitarea scăderii accidentale a presiunii de vaporizare

În timpul funcționării pot apărea defecțiuni care să întrerupă alimentarea cu antigel a vaporizatorului cum ar fi avarierea pompei de recirculare a antigelului, pierderea antigelului din sonde, înfundarea țevelor etc. Efectul acestor defecțiuni este următorul: oprirea circulației de antigel prin vaporizator duce la scăderea temperaturii și presiunii de vaporizare, scădere care duce la înghețul antigelului din vaporizator, implicit la distrugerea acestuia și la avarierea instalației de încălzire.

Sesizarea scăderii presiunii de vaporizare se realizează prin intermediul unui presostat montat pe conducta de aspirație a compresorului. Priza de presiune a acestui presostat se poate vedea în figura 7.4

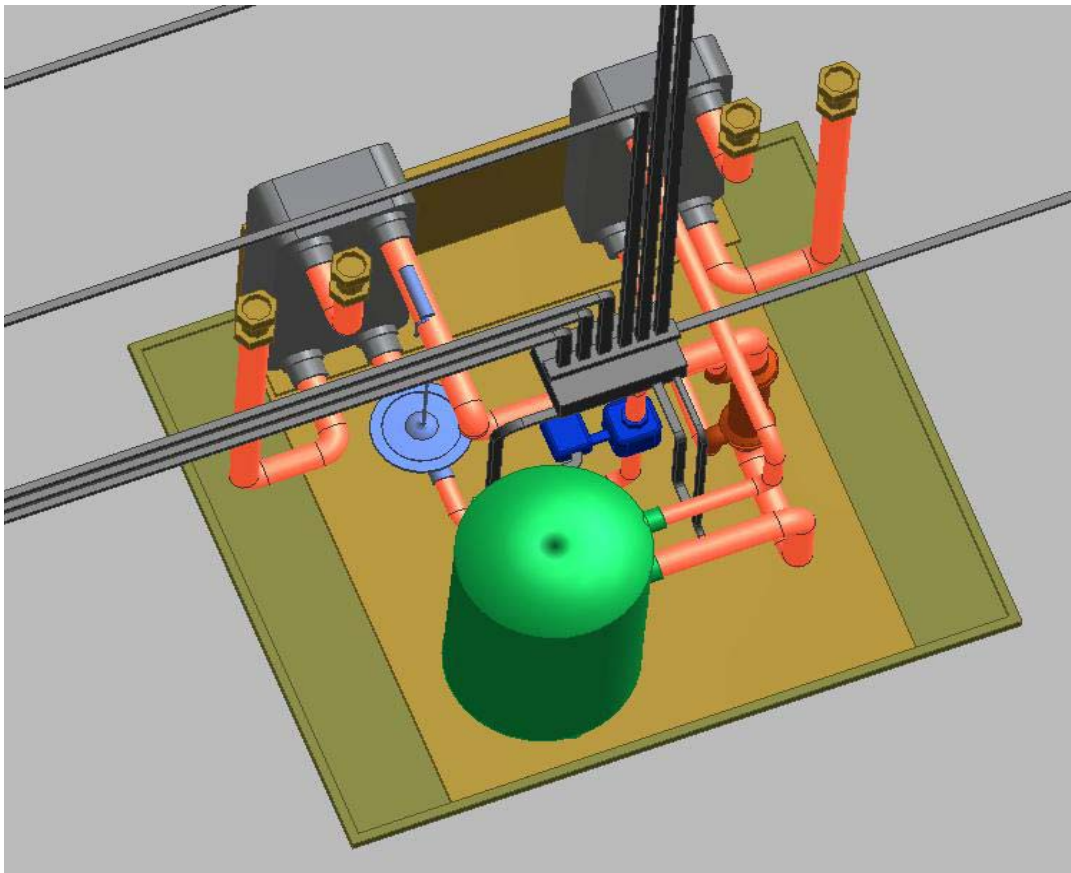


Figura 7.4 Montarea prizelor de presiune pe aspirația și refularea compresorului  
Când presiunea de vaporizare scade, presostatul comandă oprirea compresorului.

## VII.5 Reglarea supraîncălzirii vaporilor

Reglarea supraîncălzirii vaporilor se face cu ajutorul ventilului de laminare termostatic prezentat în figura 7.5.

Dacă diferența dintre temperatura de vaporizare, măsurată la intrarea în vaporizator și temperatura vaporilor la ieșirea din vaporizator, scade atunci presiunea din bulbul montat pe ieșirea din vaporizator scade și reduce secțiunea de curgere prin ventil.

Dacă diferența dintre cele două temperaturi, care măsoară gradul de supraîncălzire devine prea mare, corespunzător unui necesar de frig mai mare decât puterea frigorifică a vaporizatorului, atunci ventilul termostatic determină creșterea secțiunii de curgere prin ventilul de laminare. Corespunzător va crește debitul masic de lichid care alimentează vaporizatorul, iar acest debit mărește puterea frigorifică a vaporizatorului, și se supraîncălzește mai greu.

Pentru ventilul de laminare termostatic ales se reglează gradul de supraîncălzire la 6K.

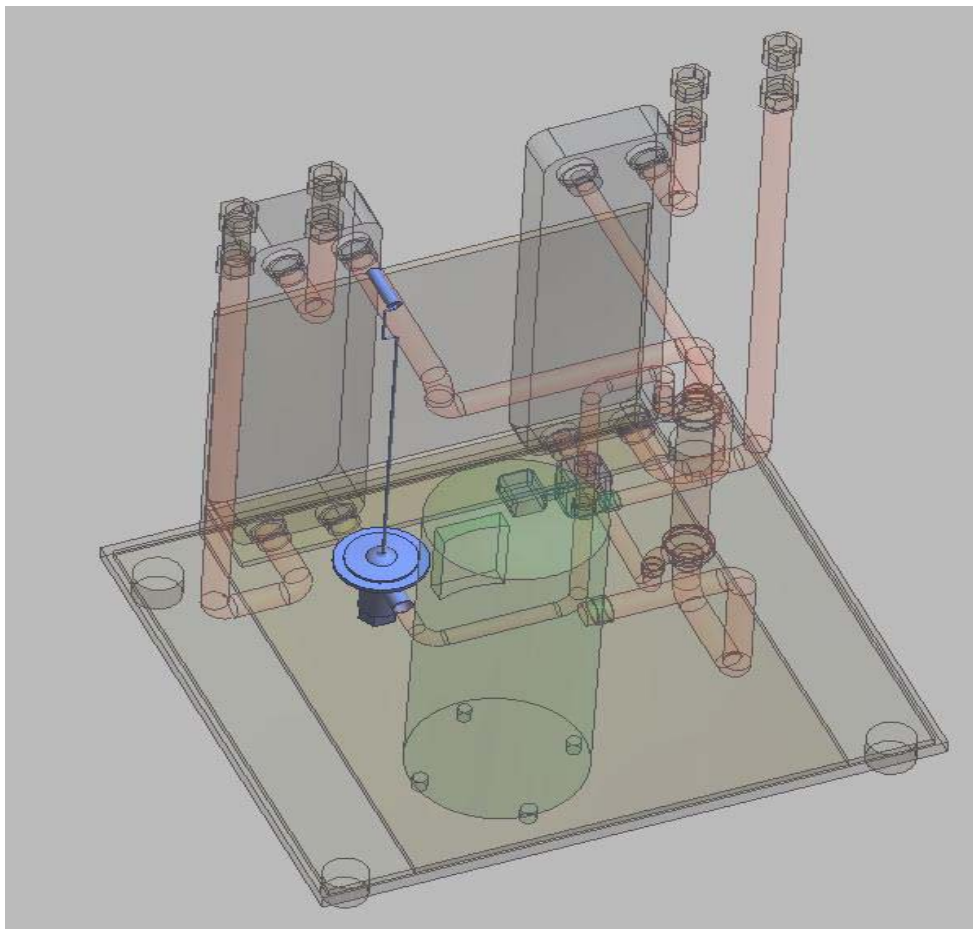


Figura 7.5 Ventilul de laminare termostatic



## VII.6 Reglarea sarcinii termice a compresorului

Reglarea sarcinii termice a compresorului reprezintă soluția la problema fundamentală a automatizării instalației de încălzire, și anume realizarea unei permanente corelații între necesarul de căldură și puterea termică a instalației, în condiții acceptabile din punct de vedere tehnic, economic, tehnologic și energetic.

Sarcina frigorifică a compresorului depinde direct proporțional de turația arborelui acestuia. Modificarea turației compresorului se poate realiza prin utilizarea unui motor de antrenare a compresorului asincron cu mai multe trepte de turație.

Dacă se dorește o reglare mai precisă a turației, se pot utiliza un redresor cuplat cu un motor de curent continuu sau un convertizor de frecvență cuplat cu un motor de curent alternativ.

Când necesarul de căldură scade, temperatura de condensare crește deoarece agentul termic secundar nu mai poate să preia căldura degajată în urma condensării. Crescând temperatura de condensare crește și presiunea de condensare, creștere de presiune sesizată de presostatul montat pe conducta de refulare (figura 7.4). Presostatul comandă un convertizor de frecvență care determină scăderea turației arborelui compresorului. Când presiunea de condensare scade, același presostat acționează asupra convertizorului de frecvență determinând creșterea turației arborelui.

O altă metodă de reglare a puterii compresorului este prezentată în continuare.

Ea constă în realizarea unui circuit de scurtcircuitare (by pass) între conducta de refulare și de aspirație a compresorului ca în figura 7.6.

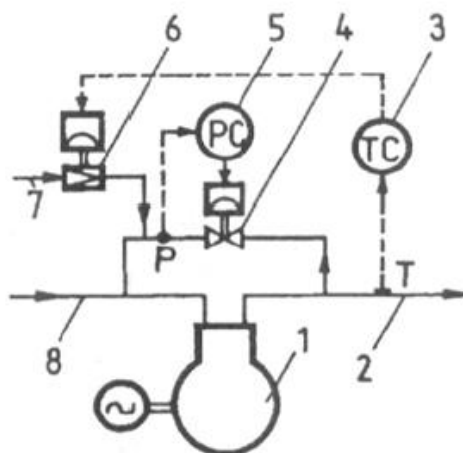


Figura 7.6 Reglarea puterii termice a compresorului

Între conducta de refulare 2 și cea de aspirație 8 a compresorului 1 se montează ventilul de reglare 4 acționat de regulatorul de presiune de aspirație 5. Acest sistem de reglare a puterii frigorifice este prevăzut și cu un regulator al temperaturii de refulare 3 care acționează asupra ventilului de injecție 6, ce realizează o legătură între conducta de lichid 7 și conducta de aspirație.

Când necesarul de căldură scade, presostatul 5 sesizează creșterea presiunii de condensare și deschide treptat ventilul de by-pass 4. Astfel o parte din vaporii refulați de compresor se vor întoarce în conducta de aspirație ceea ce determină o scădere a presiunii de condensare.

Datorită faptului că pe timp de vară necesarul de căldură este redus deoarece se prepară doar apă caldă menajeră utilizarea acestei metode de reglare a puterii compresorului nu este rentabilă deoarece duce la cheltuieli de exploatare ridicate.

O altă metodă de reglare a puterii instalației este utilizarea a două compresoare legate în paralel. În anotimpul rece funcționează ambele compresoare iar în anotimpul cald se sistează funcționarea unui compresor.

Nici această soluție nu este rentabilă din punct de vedere economic deoarece prețul de achiziție al celui de-al doilea compresor este ridicat.

## **VII.7 Oprirea și pornirea pompei de căldură**

### *Oprirea pompei de căldură*

Când necesarul de căldură pentru instalație este zero (temperaturile din camere și din boiler au atins valorile prestabilite) și compresorul funcționează la turația minimă termostatele determină închiderea electroventilului de pe intrarea vaporizatorului pompei de căldură. Compresorul aspiră în continuare vaporii vaporizatorului vacuumându-l. Scăderea presiunii este sesizată de presostatul de joasă presiune care oprește instalația. Oprirea directă a compresorului la atingerea valorilor de temperatură prescrise pune mari probleme la pornire, când compresorul aspiră și lichidul care nu a apucat să vaporizeze producând așa-numitele lovituri hidraulice.

*Pornirea pompei de căldură*

Când una din temperaturile reglate a scăzut (s-a deschis electroventilul de pe circuitul de agent termic secundar) termostatul comandă deschiderea electroventilului de pe intrarea în vaporizatorul pompei de căldură. Deschizându-se electroventilul, agentul frigorific intră în vaporizator și vaporizează, în urma vaporizării presiunea de pe aspirația compresorului crește.

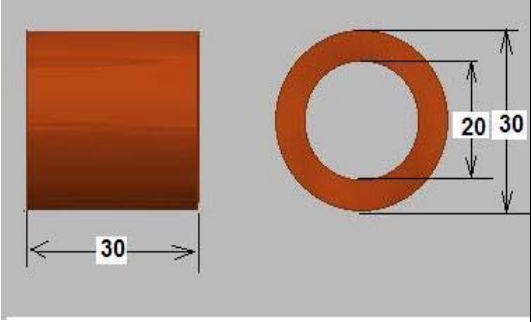
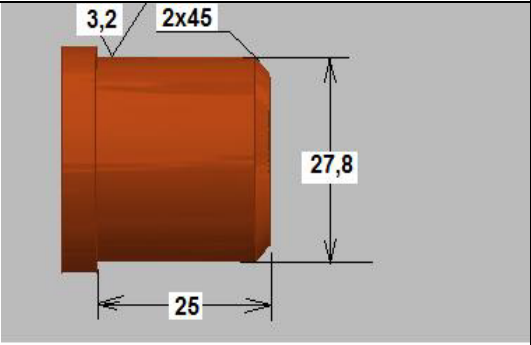
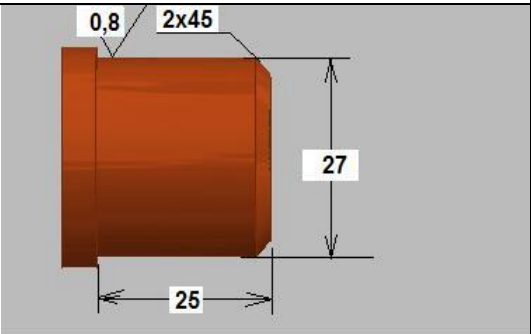
Creșterea presiunii de vaporizare este sesizată de presostatul de pe conducta de aspirație care determină pornirea compresorului.

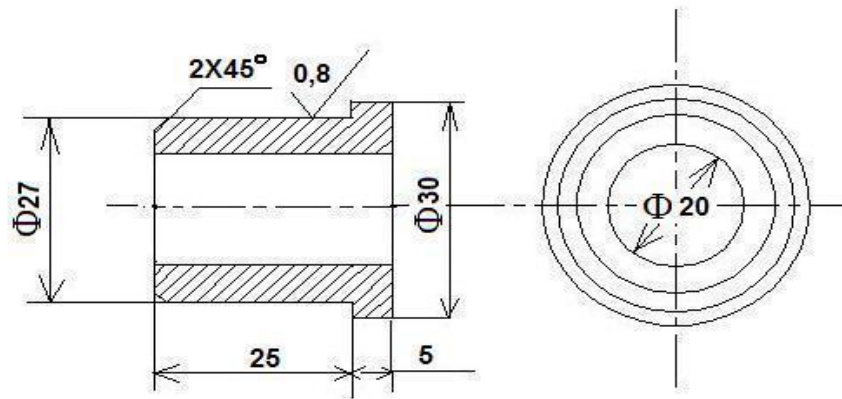
## VIII Tema tehnologică

La tema tehnologică s-a ales tehnologia de fabricație a piesei de legătură a racordurilor schimbătoarelor de căldură cu plăci (figura 6.3). Pentru fabricarea acestor piese se folosește teavă de cupru de 20x10 mm.

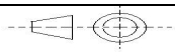
Itinererul tehnologic de execuție al acestei piese este prezentat în tabelul 8.1

Tabelul 8.1 Itinerarul tehnologic de execuție al reperului tehnologic

Nr op	Denumirea op.	Utilaj	Schiță operației	S.D.V.-uri
1	Debitare	Strung universal		S: cuțit de strung D: universal V: șubler
2	Strunjire de degroșare și de finisare, teșire	Strung universal		S: cuțite de strung D: universal V: șubler
3	Rectificare de degroșare și de finisare	Mașină de rectificat circulară		S: disc abraziv D: universal V: șubler



3.2 / (✓)

Desenat:	Moldovan Marian Catalin	Moldovan	Data:	Material:
Verificat:			02.06.2005	Cupru
Scara: 1:1	Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca			
	Racord vaporizator			
Format: A4	RW4			

## IX. Prezentarea instalației

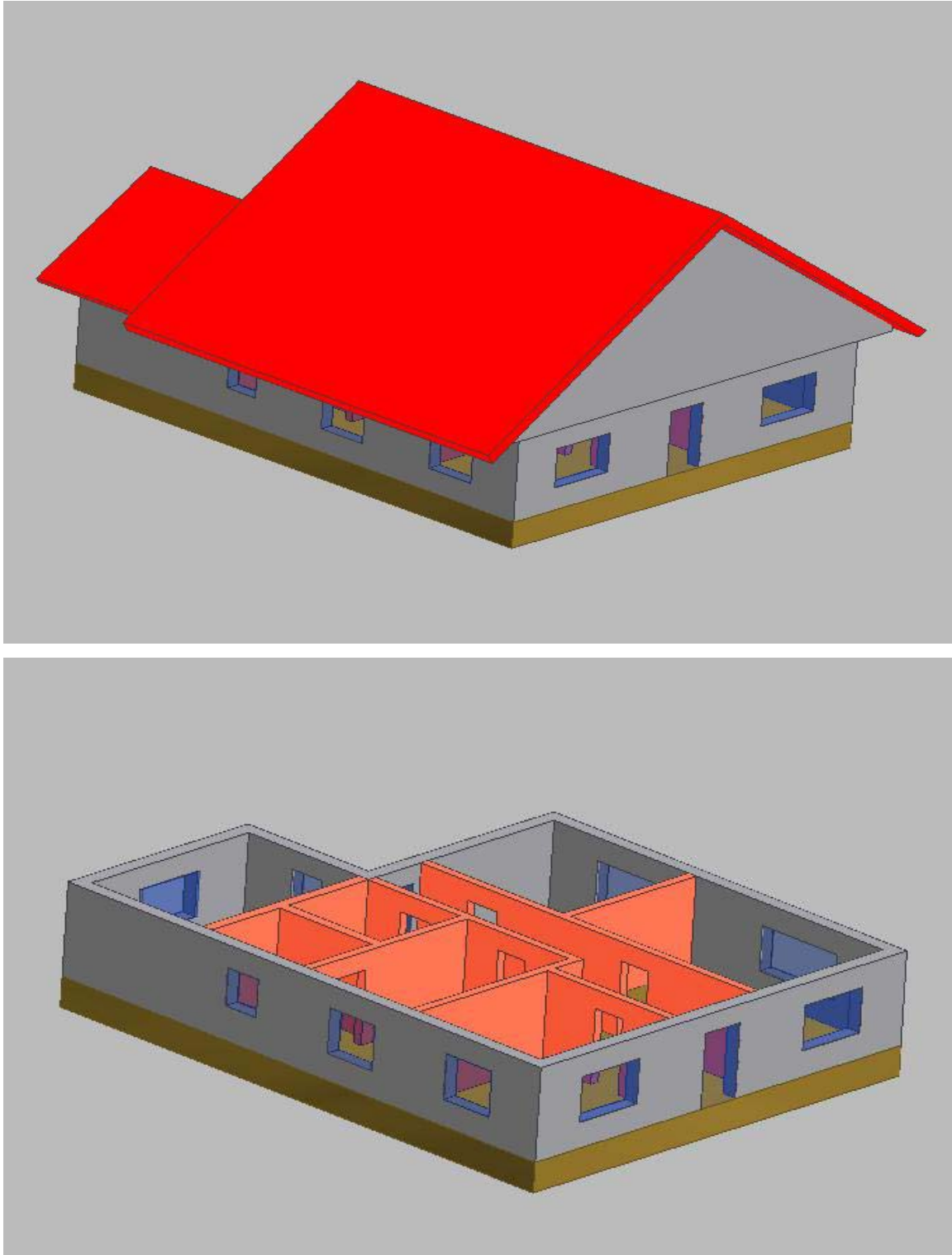


Figura 9.1.a Vedere frontală

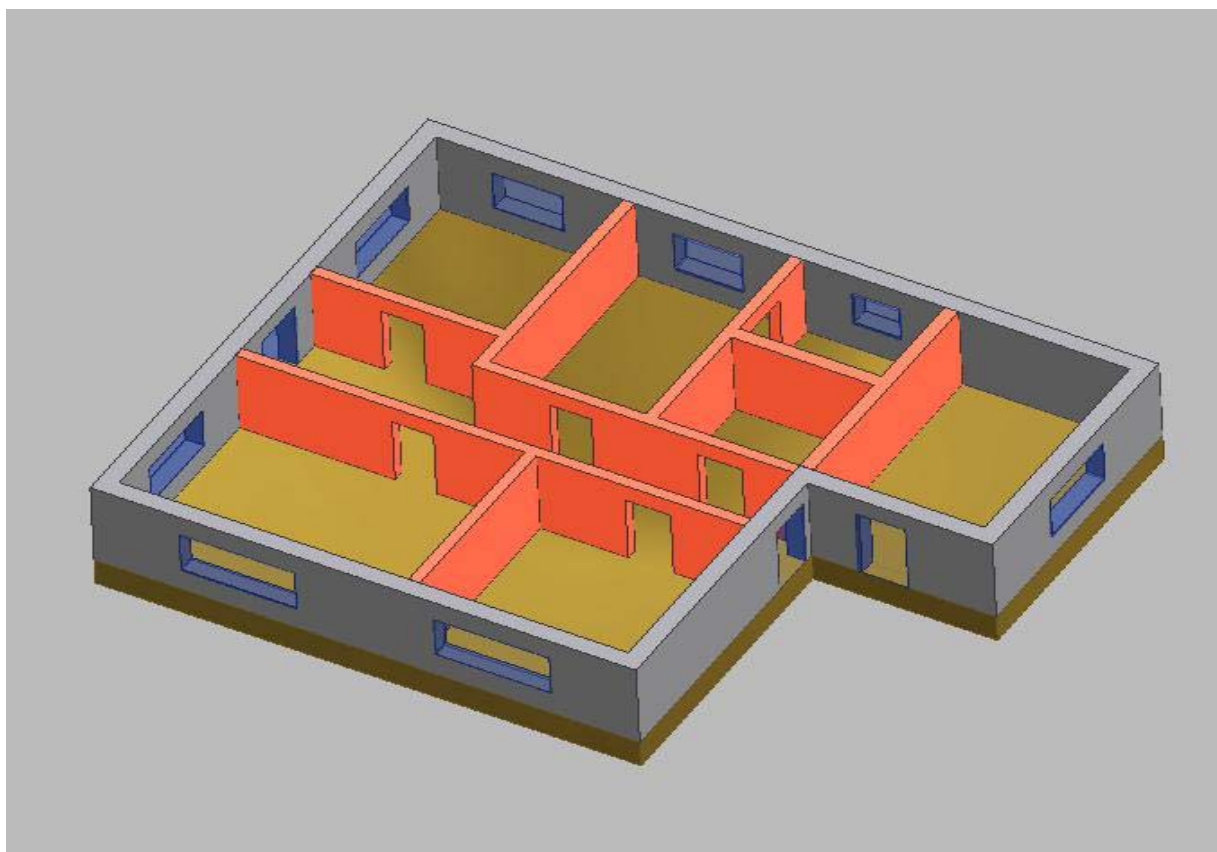
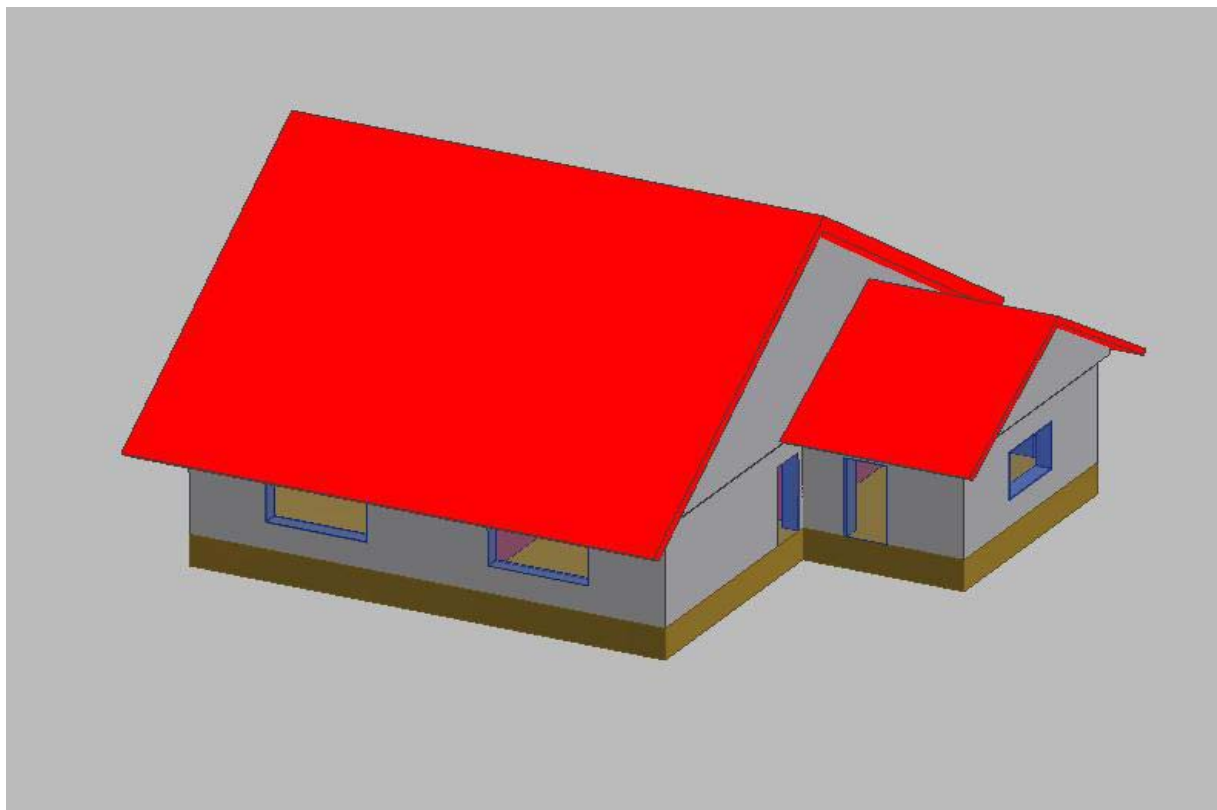


Figura 9.1.b Vedere din spate

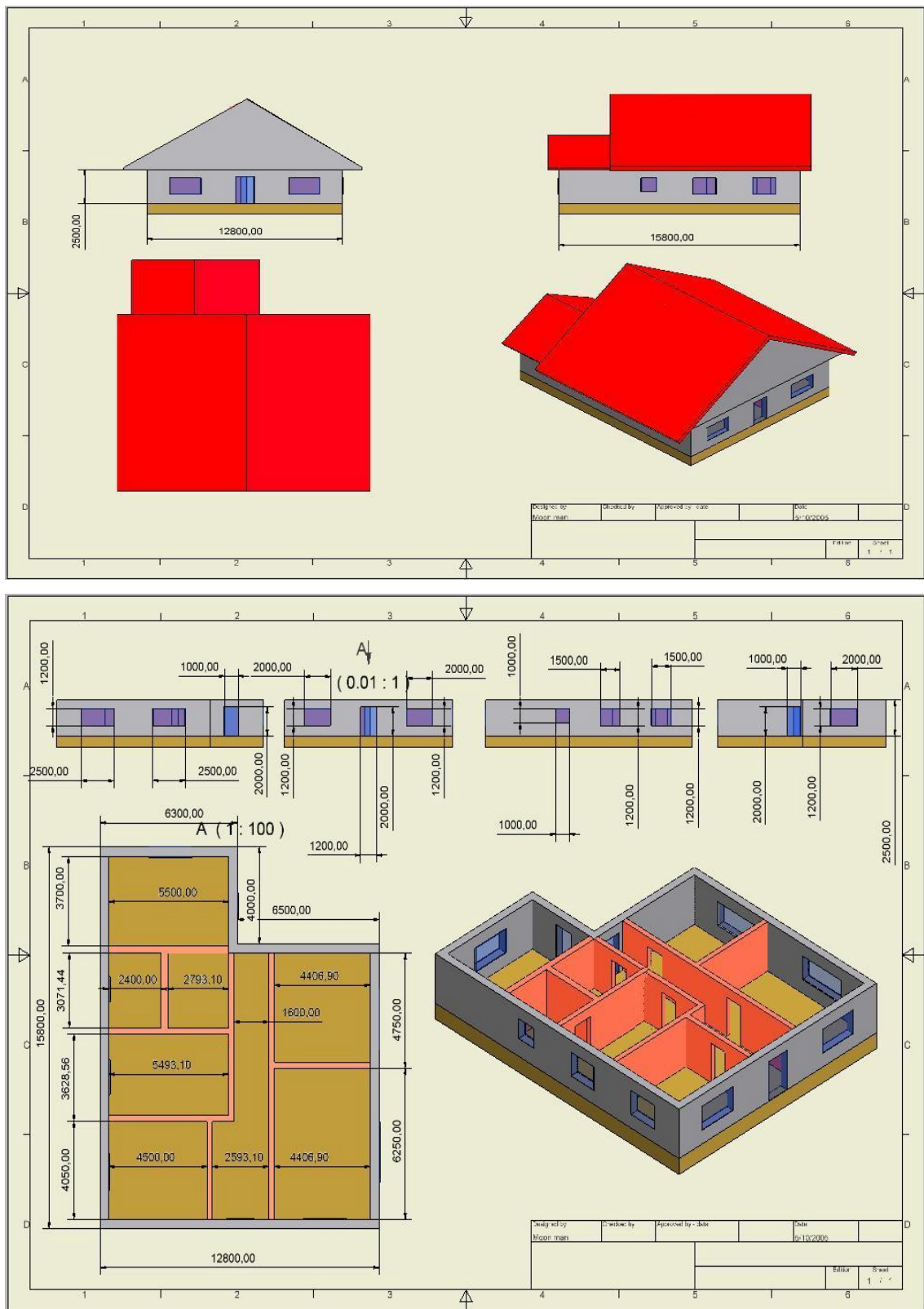


Figura 9.1.c Dimensiunile casei



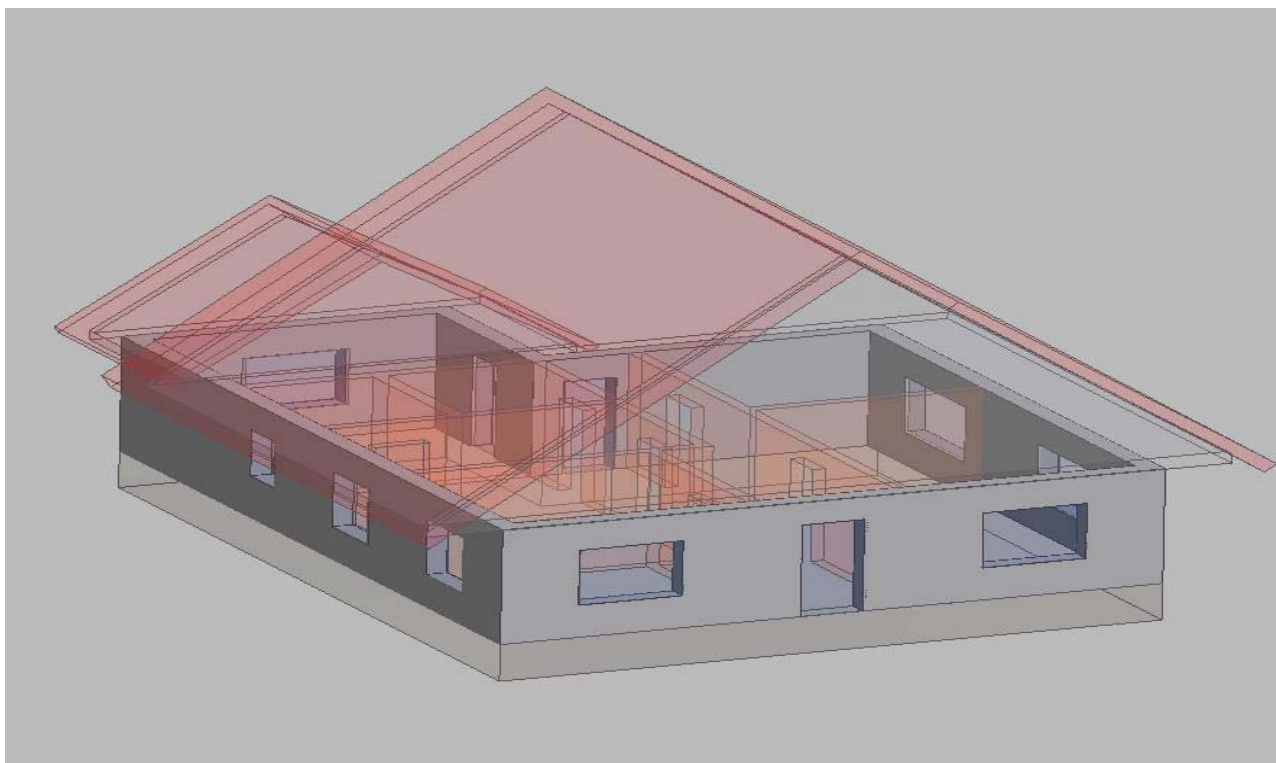


Figura 9.2.a Amplasarea pereților exteriori

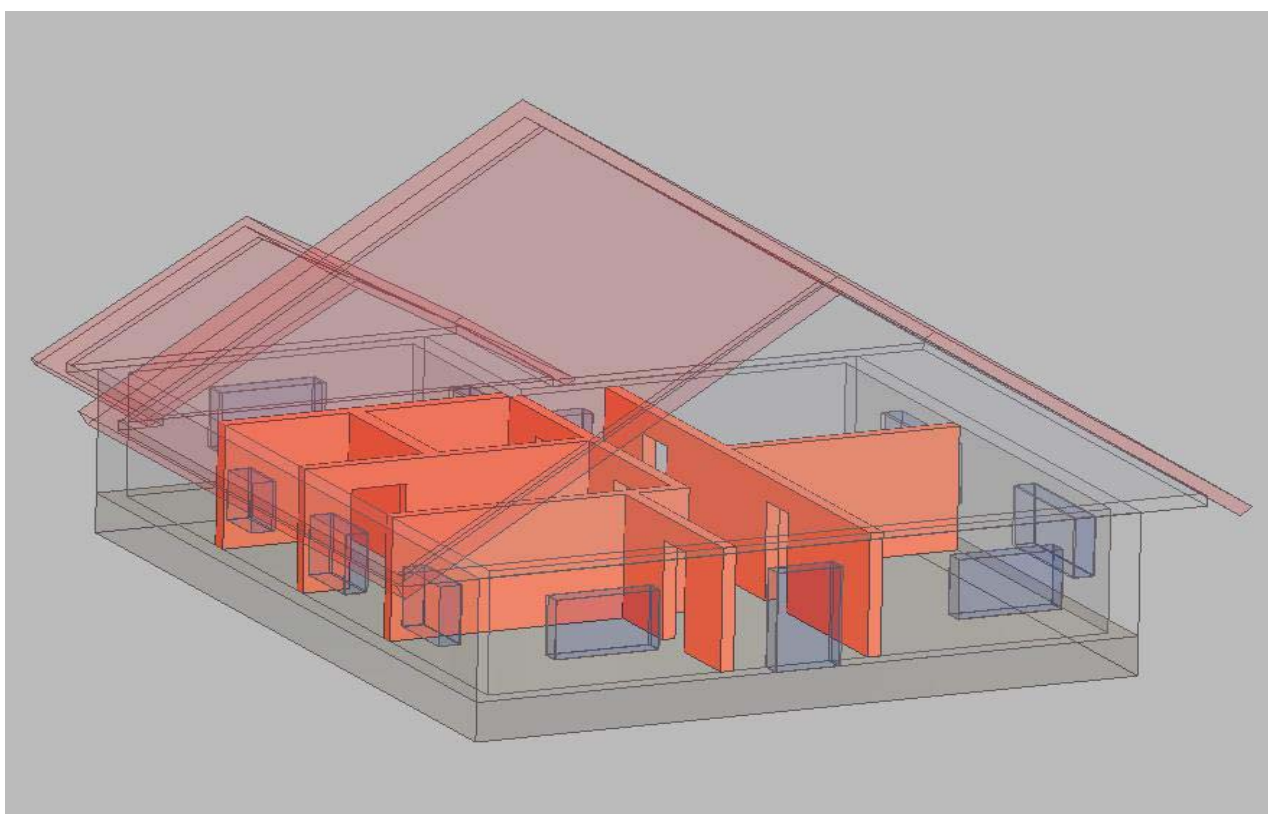


Figura 9.2.b Amplasarea pereților exteriori

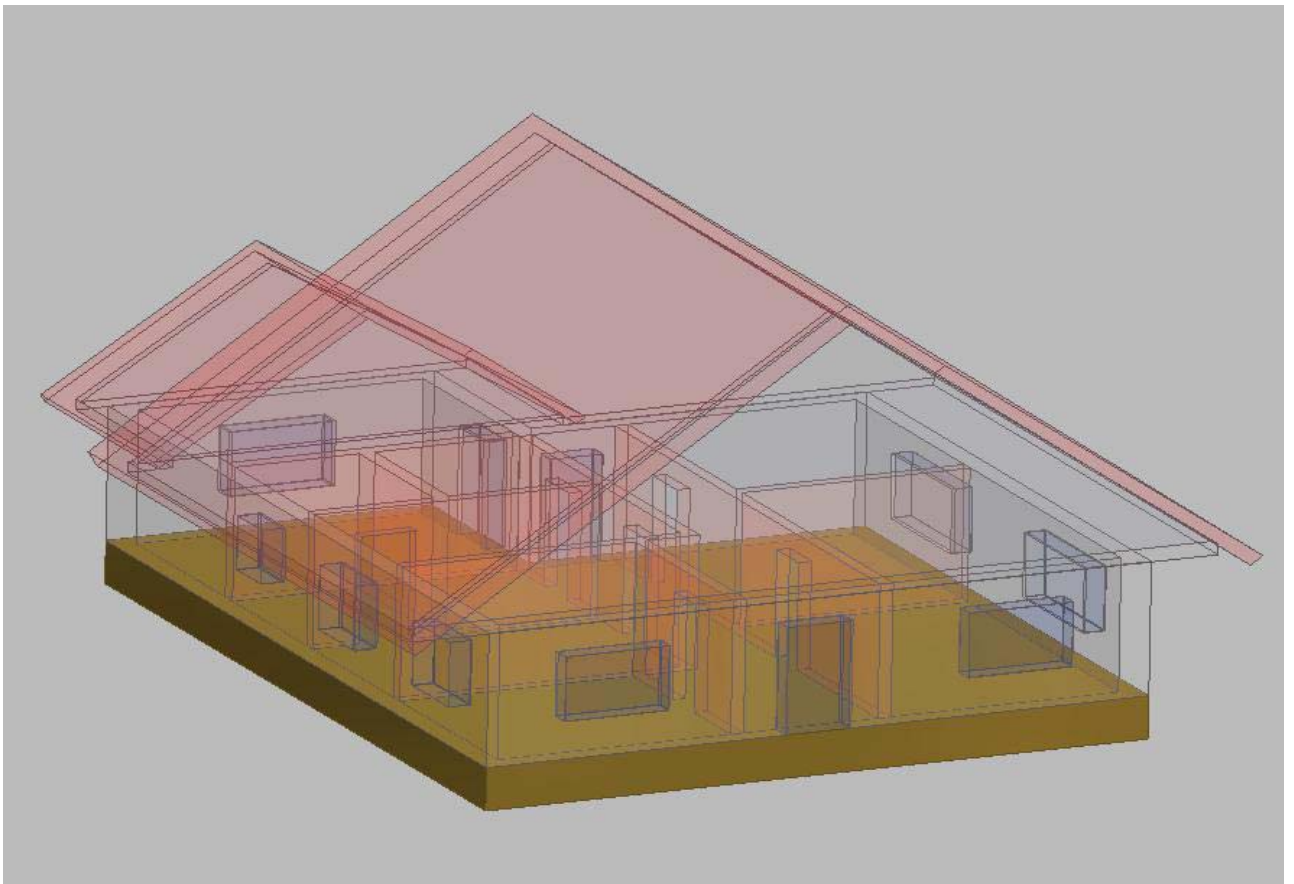


Figura 9.2.c Amplasarea podelei

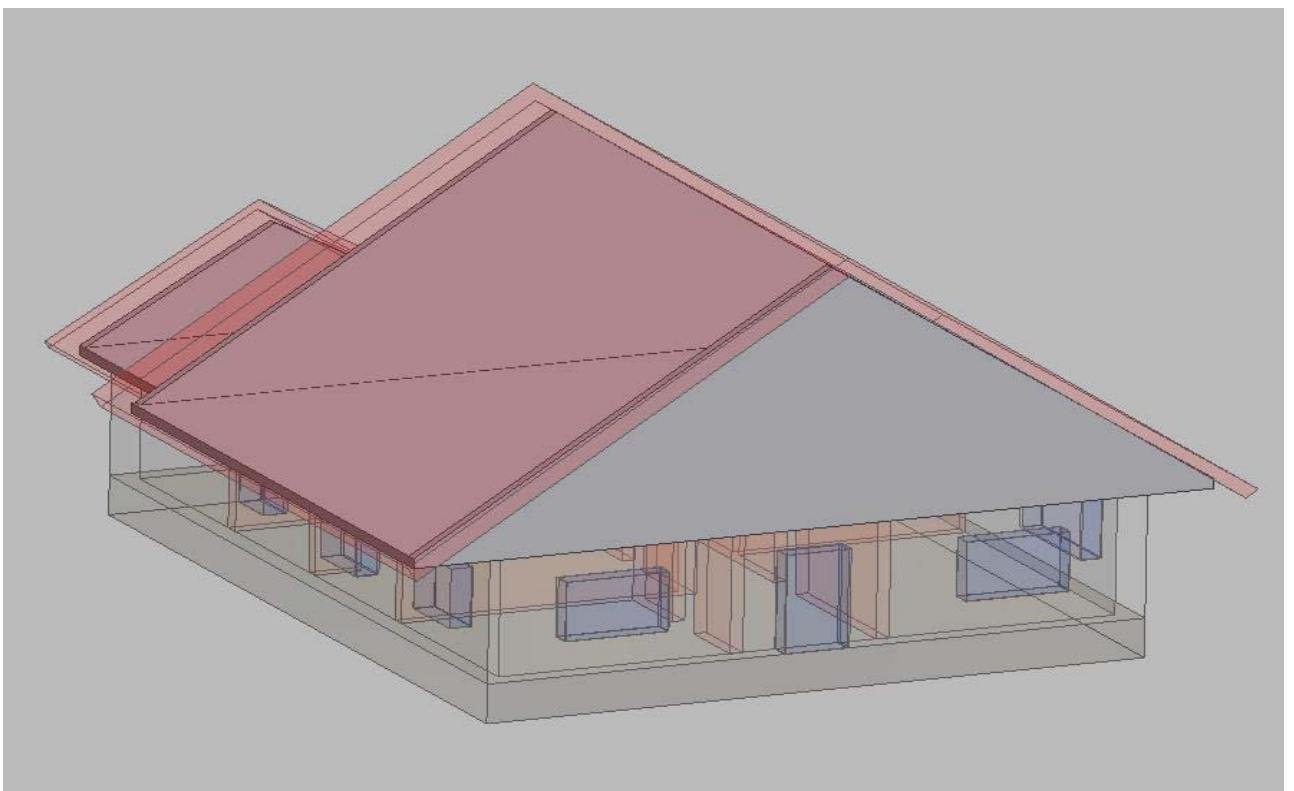


Figura 9.2.d Amplasarea tavanului

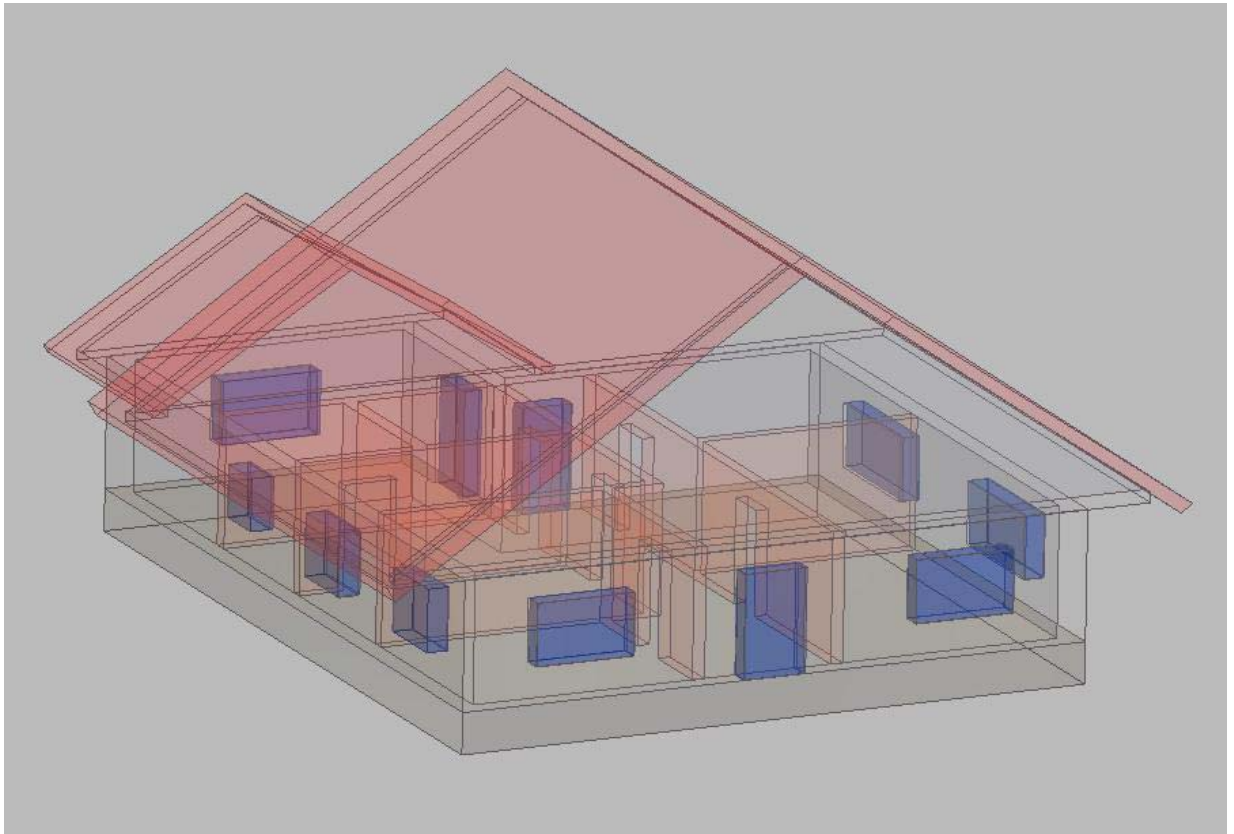


Figura 9.2.e Amplasarea geamurilor și ușilor

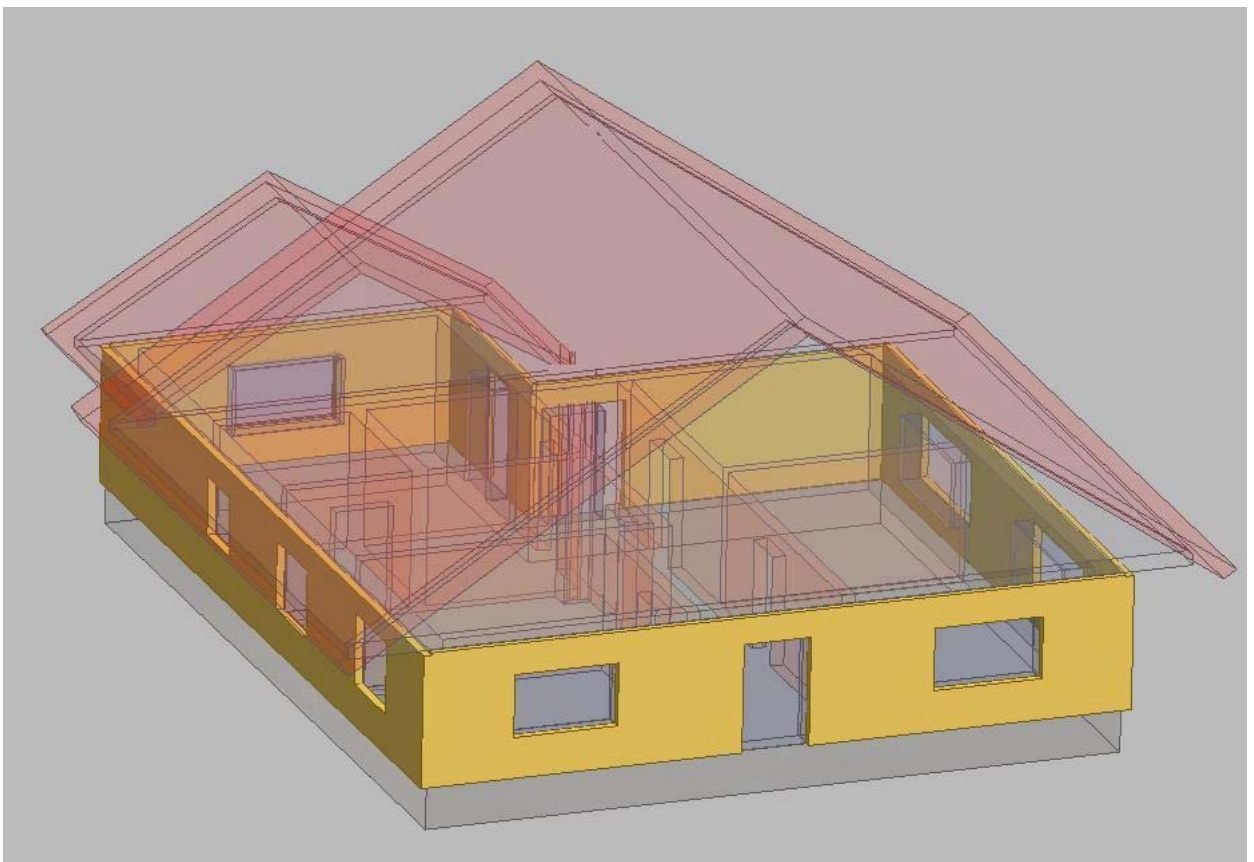
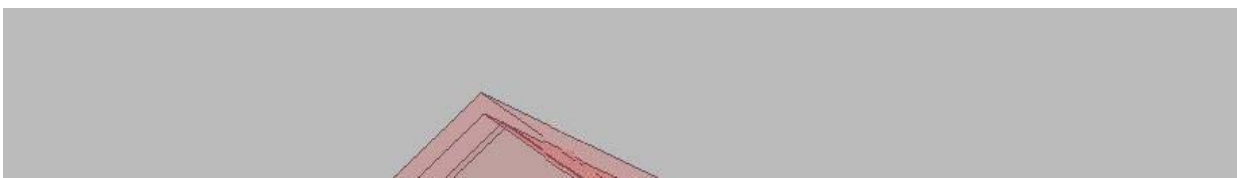


Figura 9.2.f Amplasarea termoizolației pe pereții exteriori



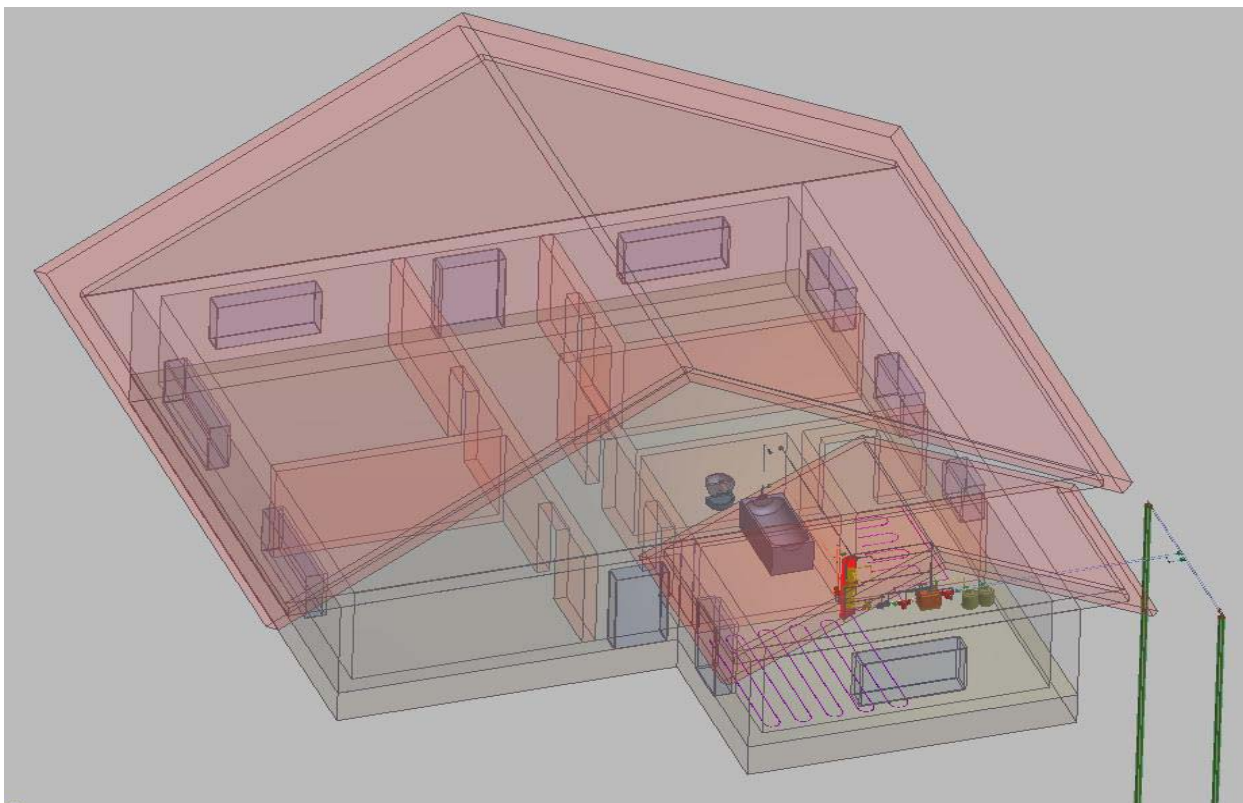


Figura 9.3.a Amplasarea instalației de încălzire în imobil

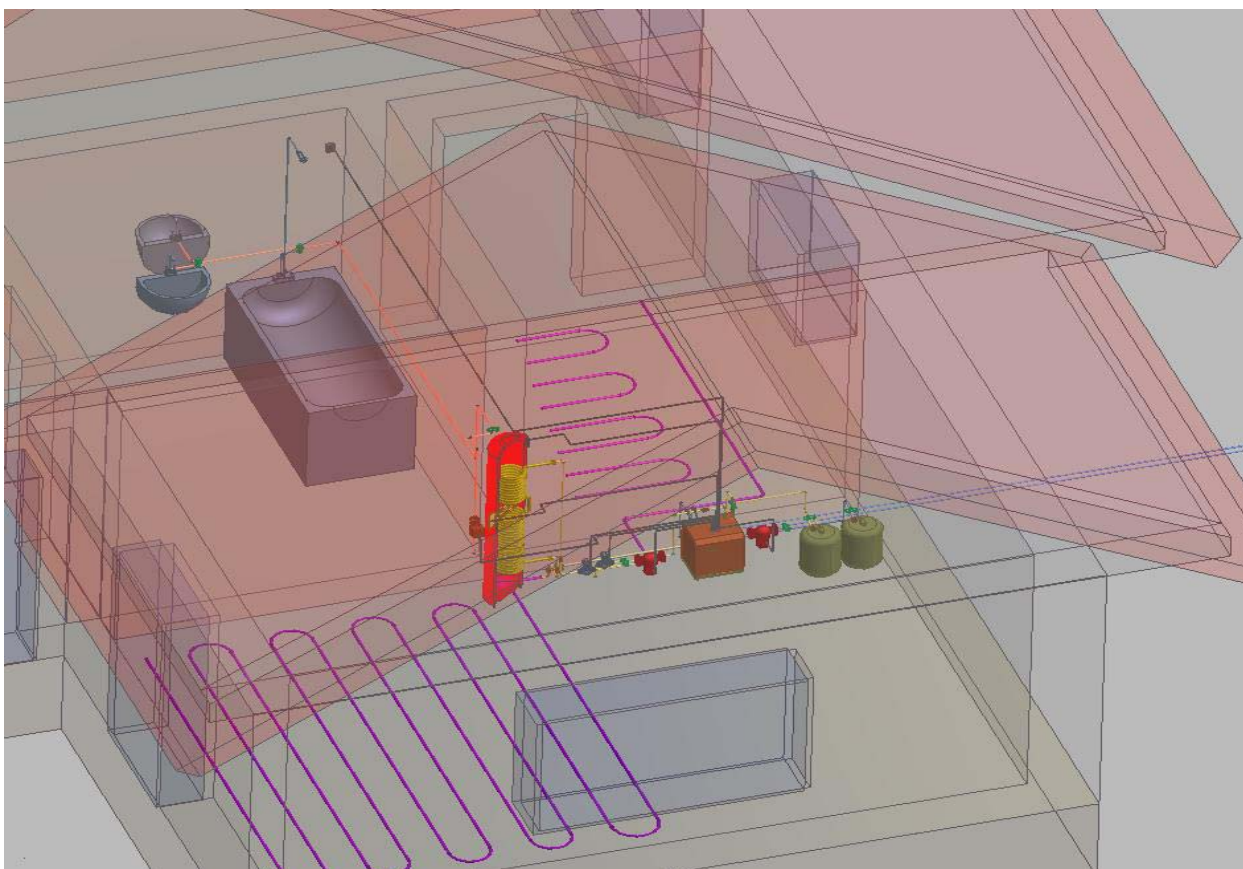


Figura 9.3.b Amplasarea instalației de încălzire în imobil

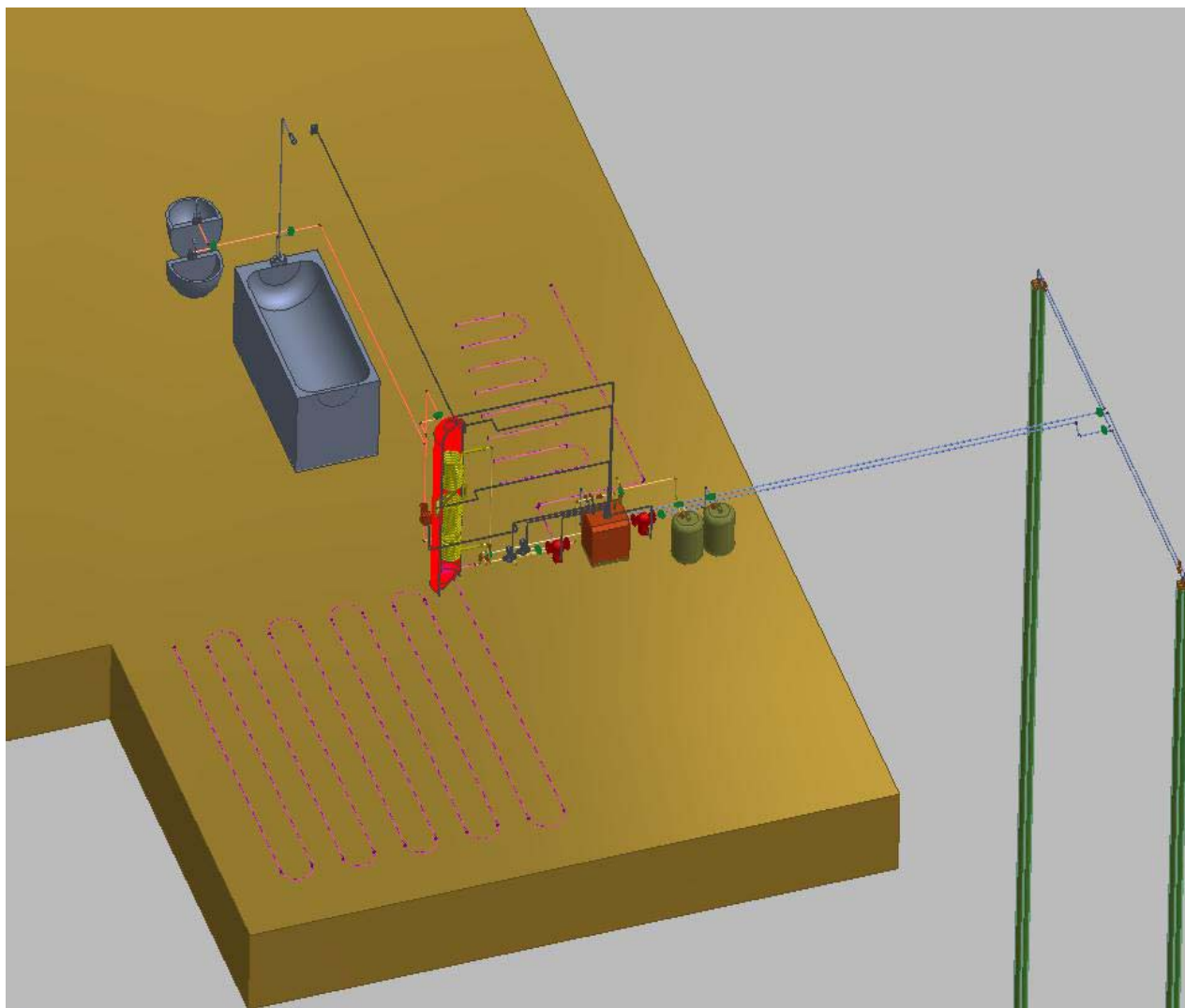


Figura 9.3.c. Amplasarea instalației de încălzire în imobil

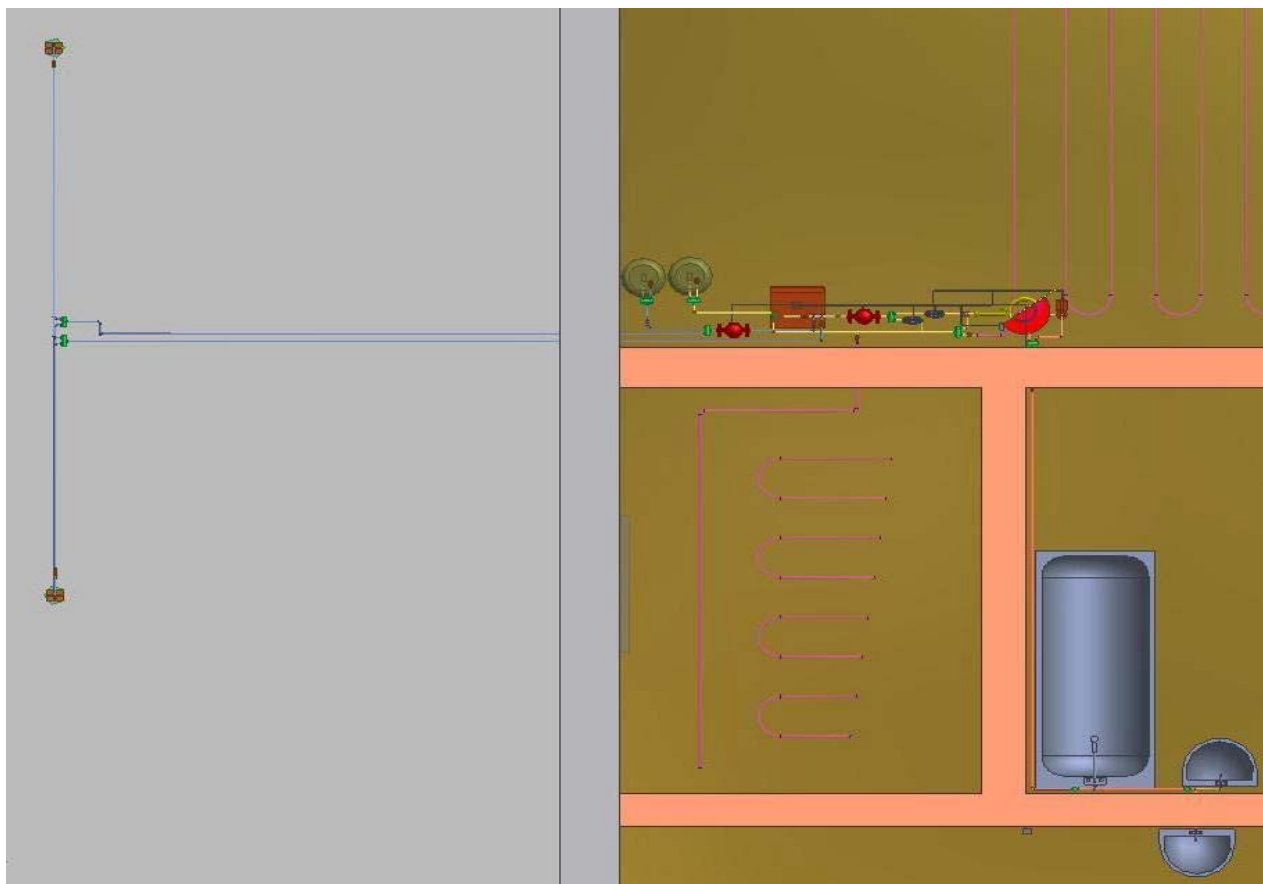


Figura 9.4.a Prezentarea instalației-vedere de sus

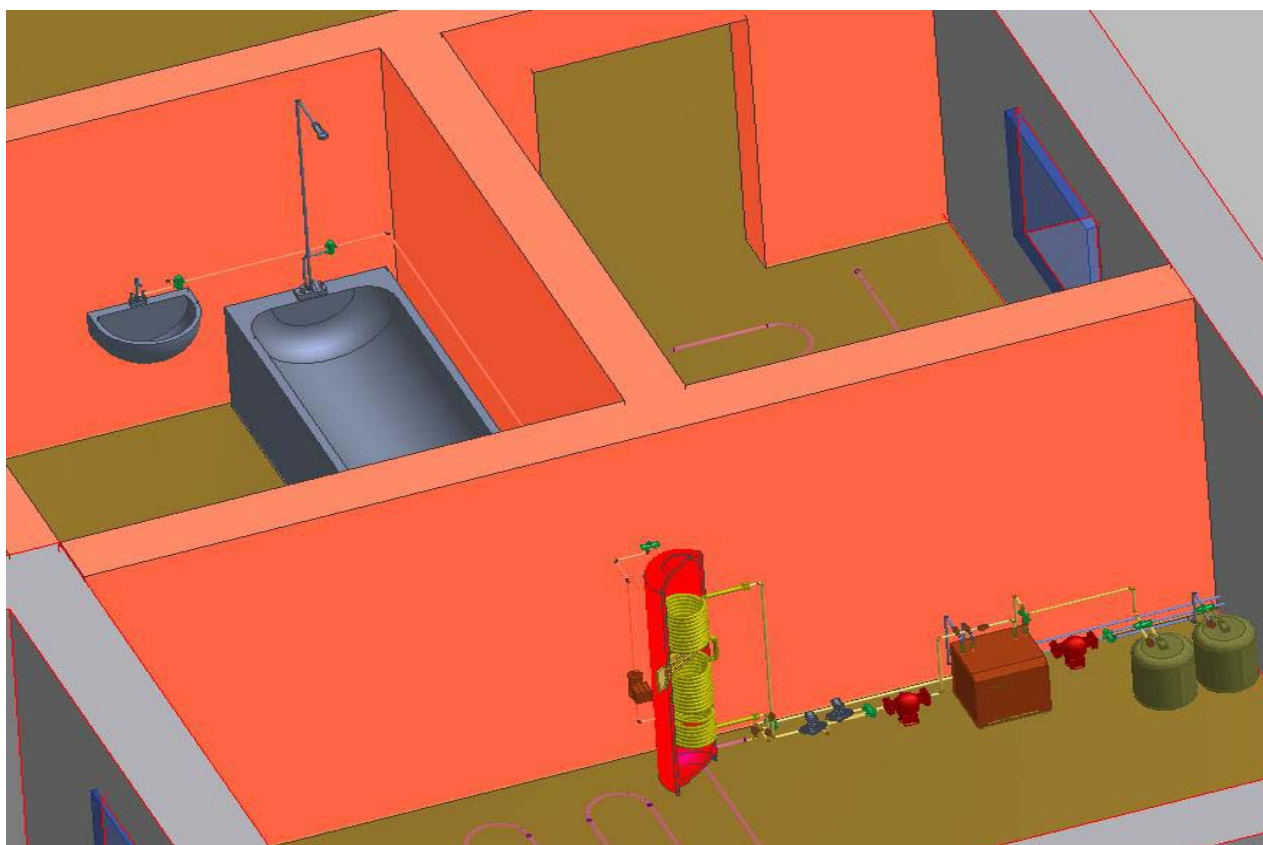


Figura 9.4.b Prezentarea instalației

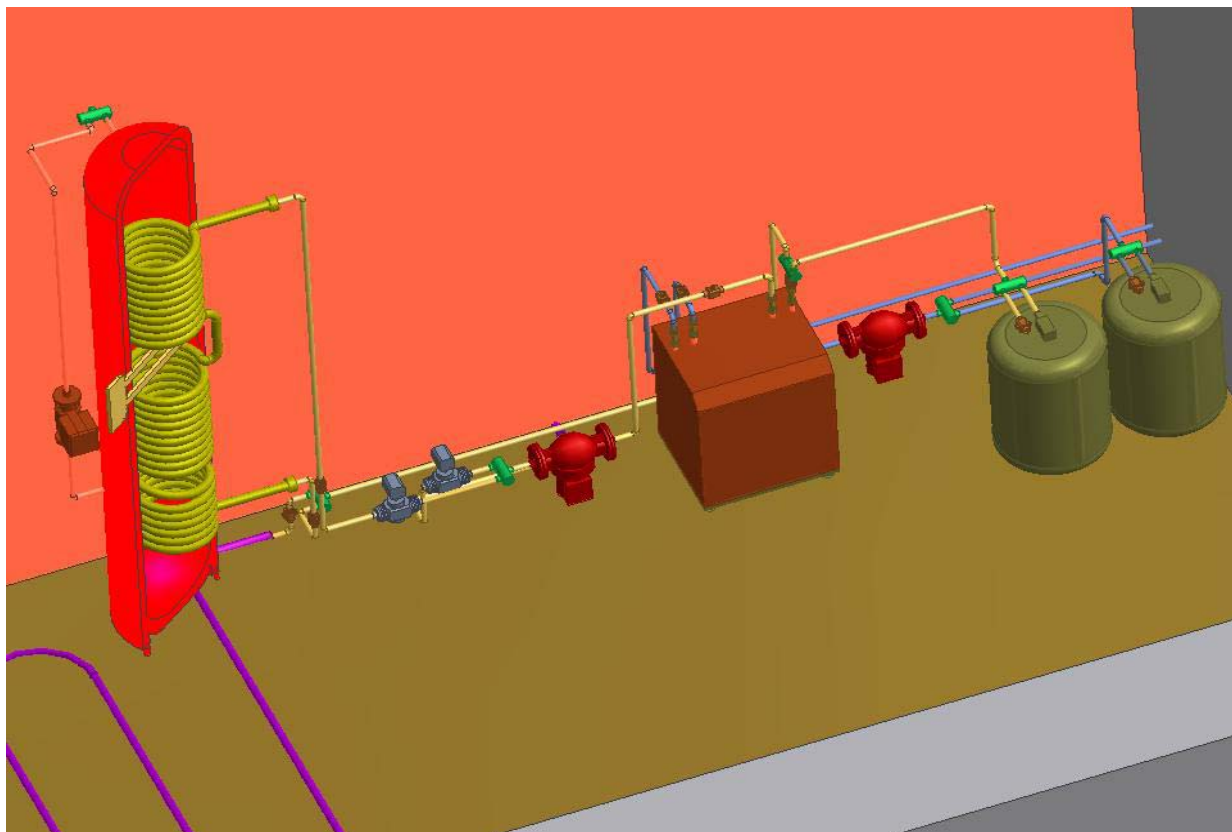


Figura 9.4.c Prezentarea instalației

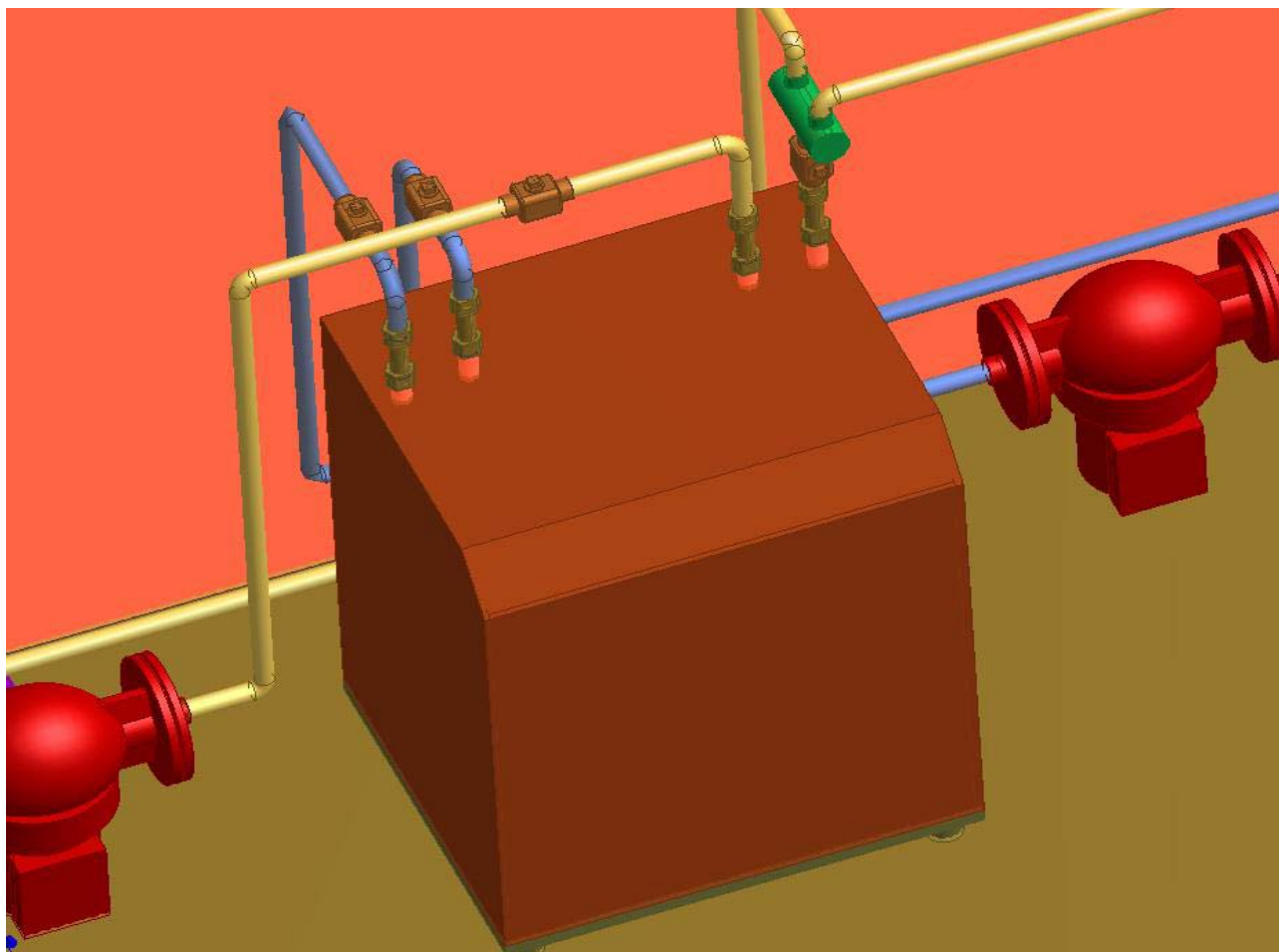


Figura 9.5.a Montarea pompei de căldură în instalație

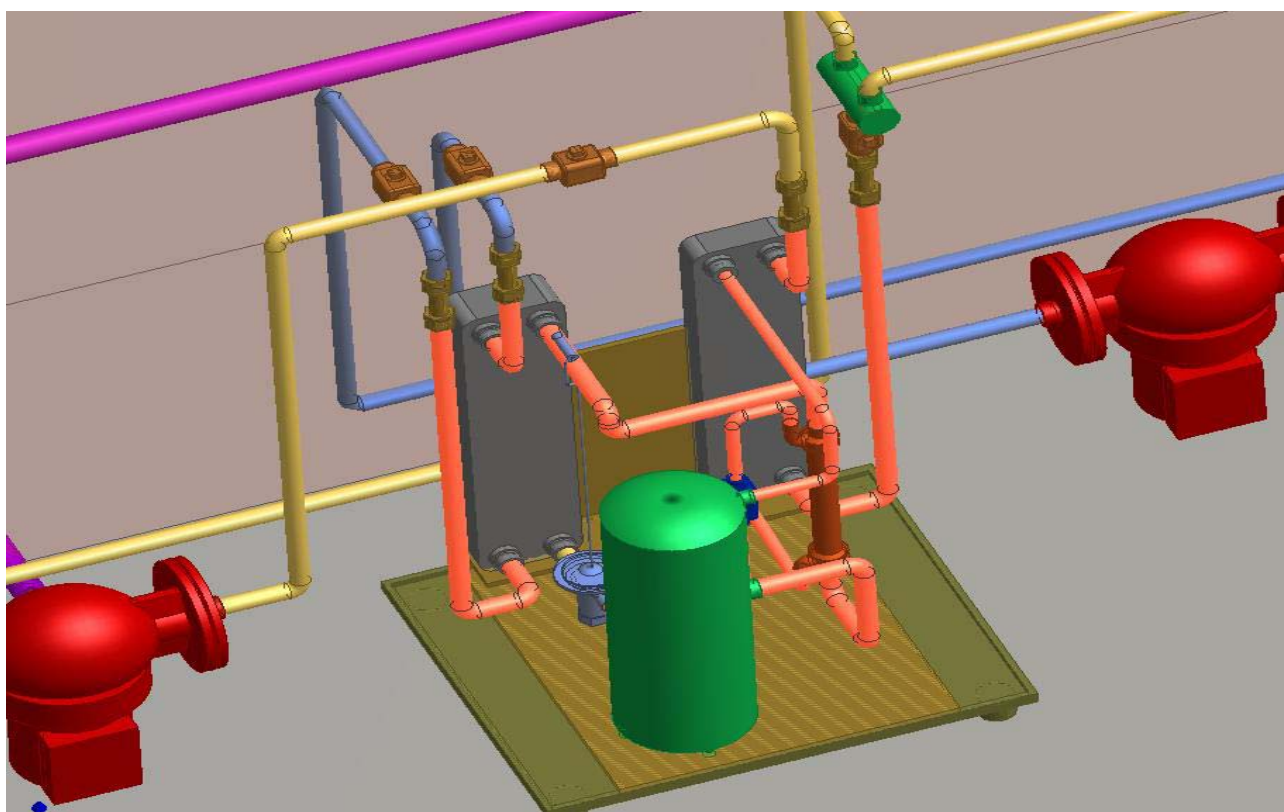


Figura 9.5.b Montarea pompei de căldură în instalație



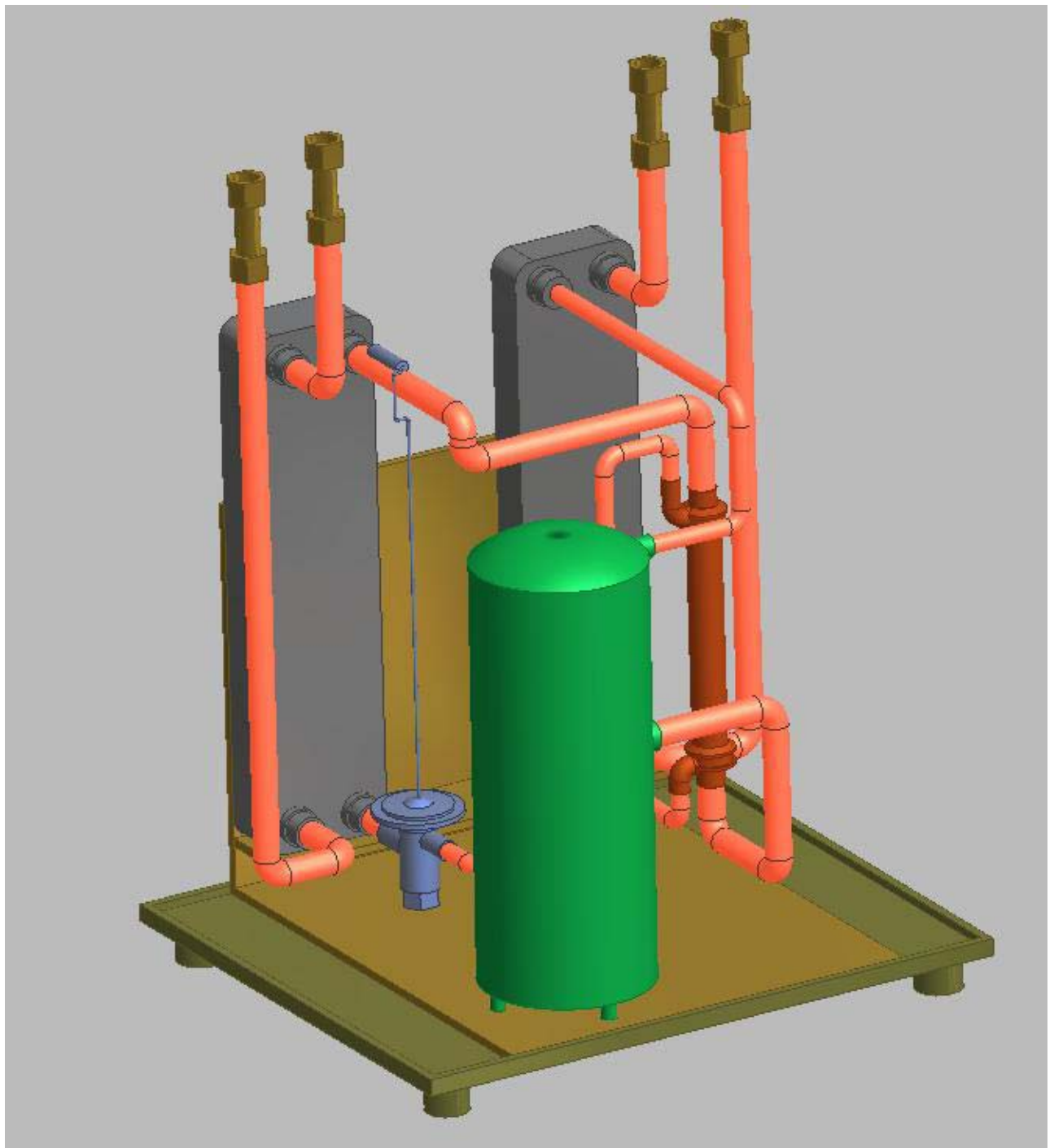


Figura 9.5.c Prezentarea pompei de căldură

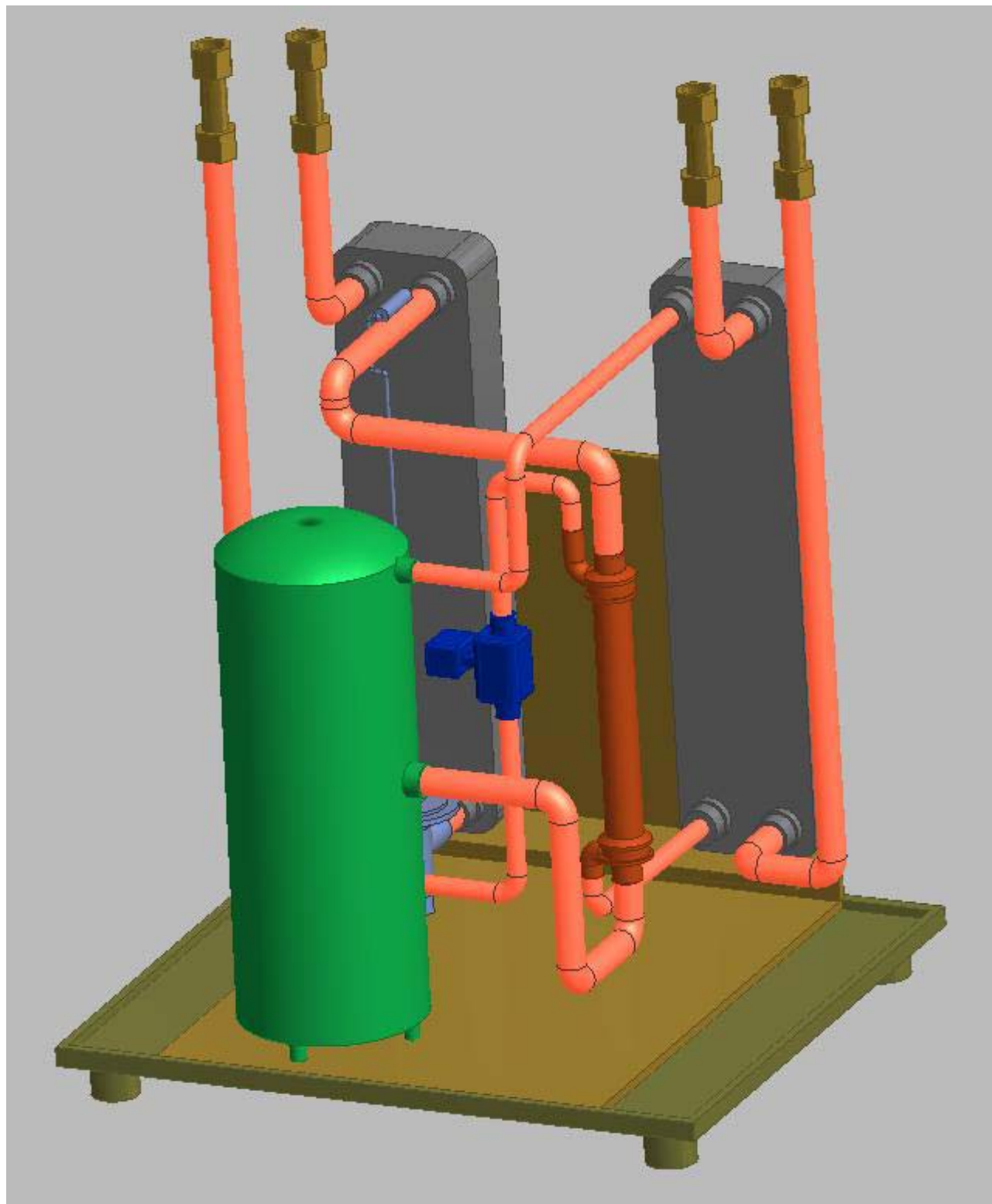


Figura 9.5.d Prezentarea pompei de căldură

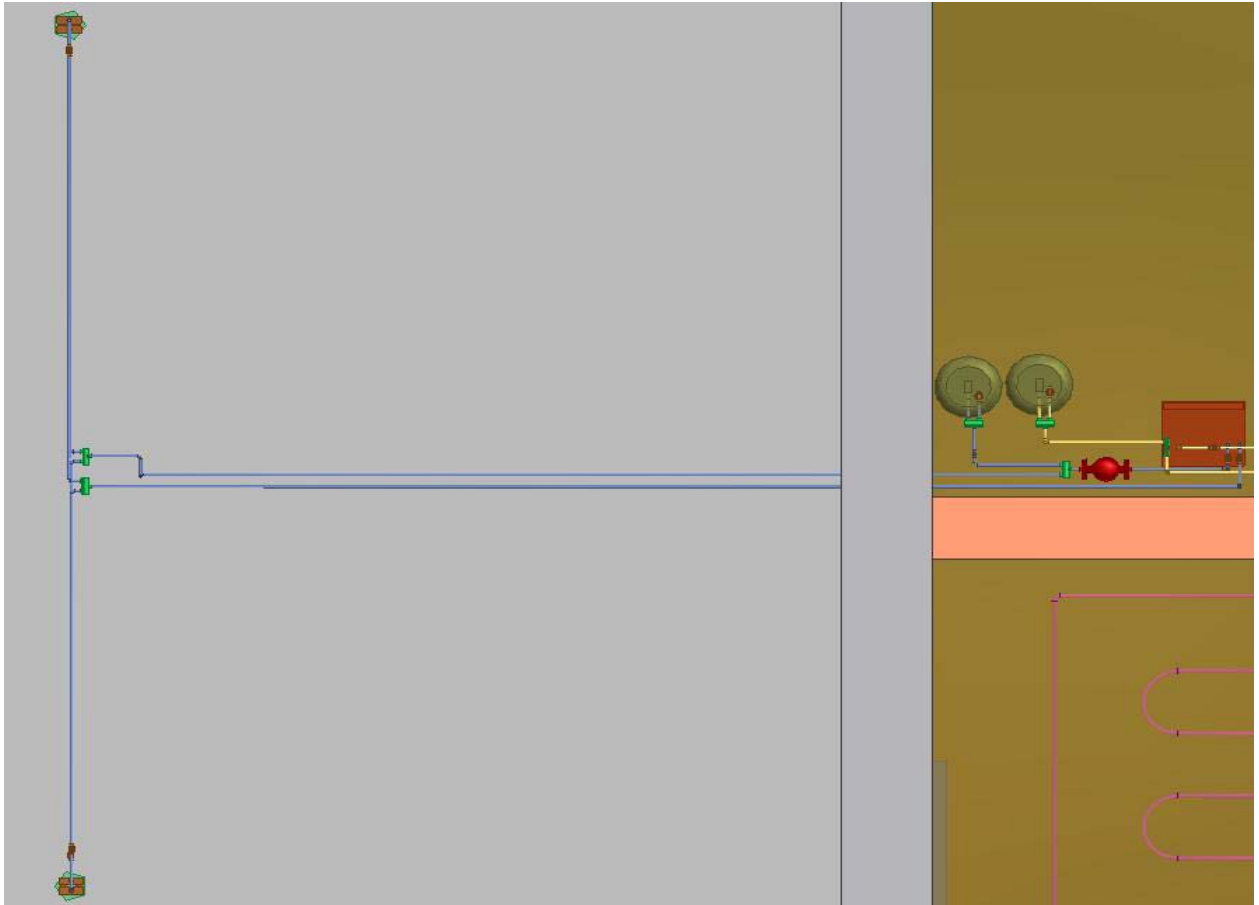


Figura 9.6.a Circuitul primar de agent termic

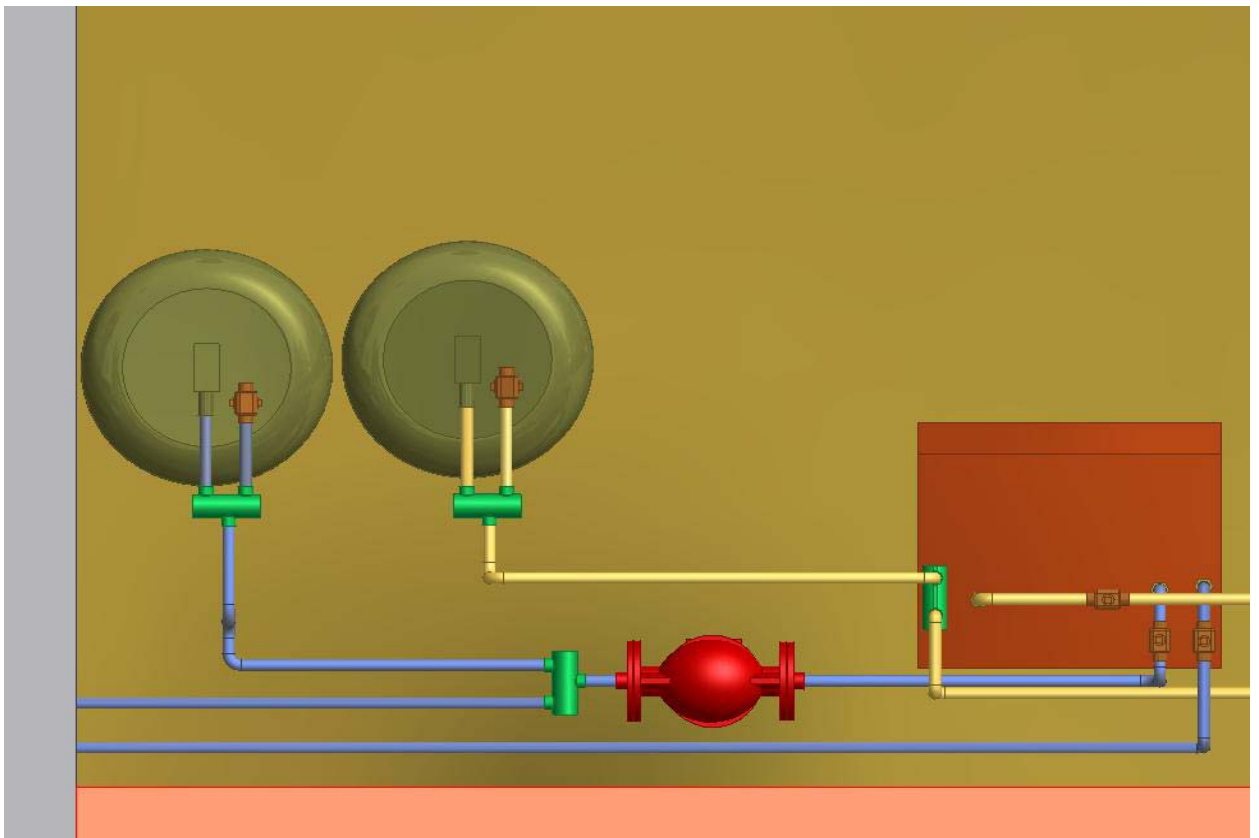


Figura 9.6.b Circuitul primar de agent termic

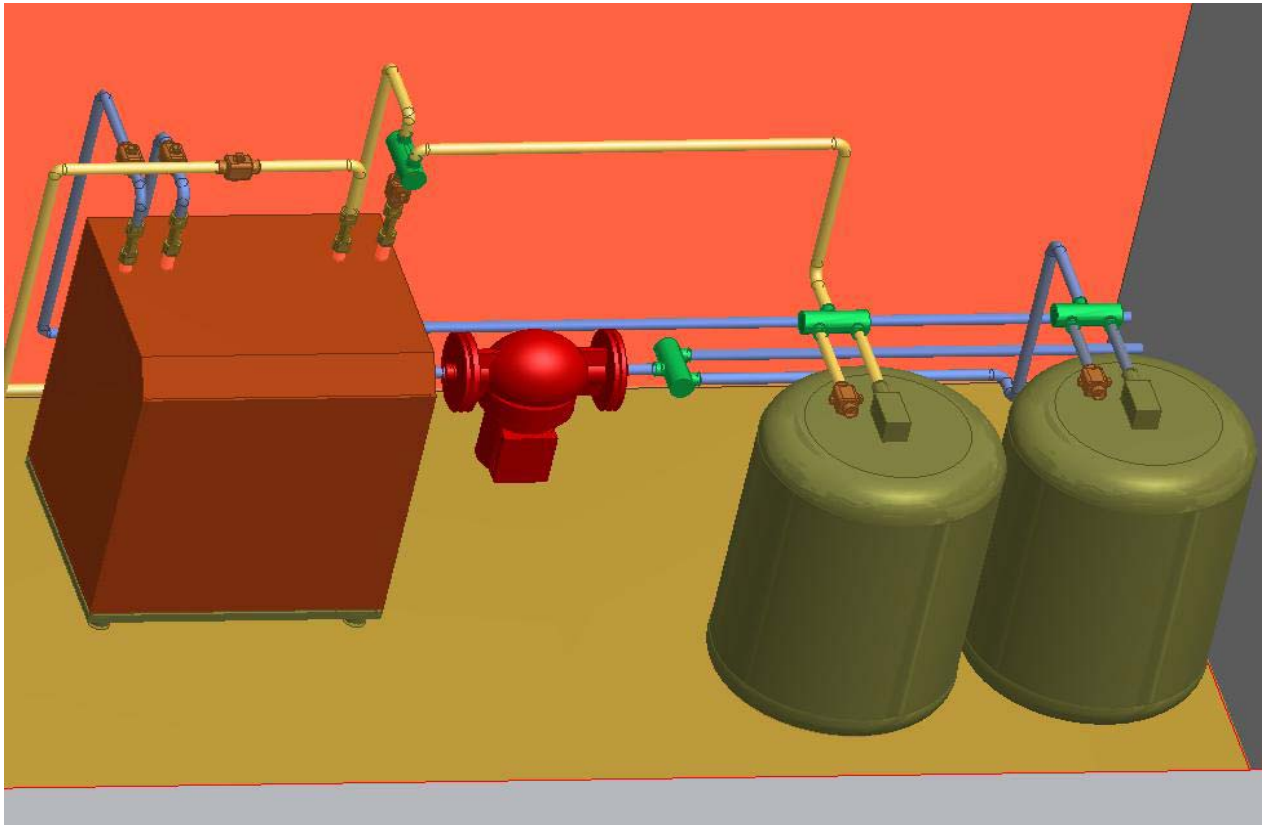


Figura 9.6.c Circuitul primar de agent termic

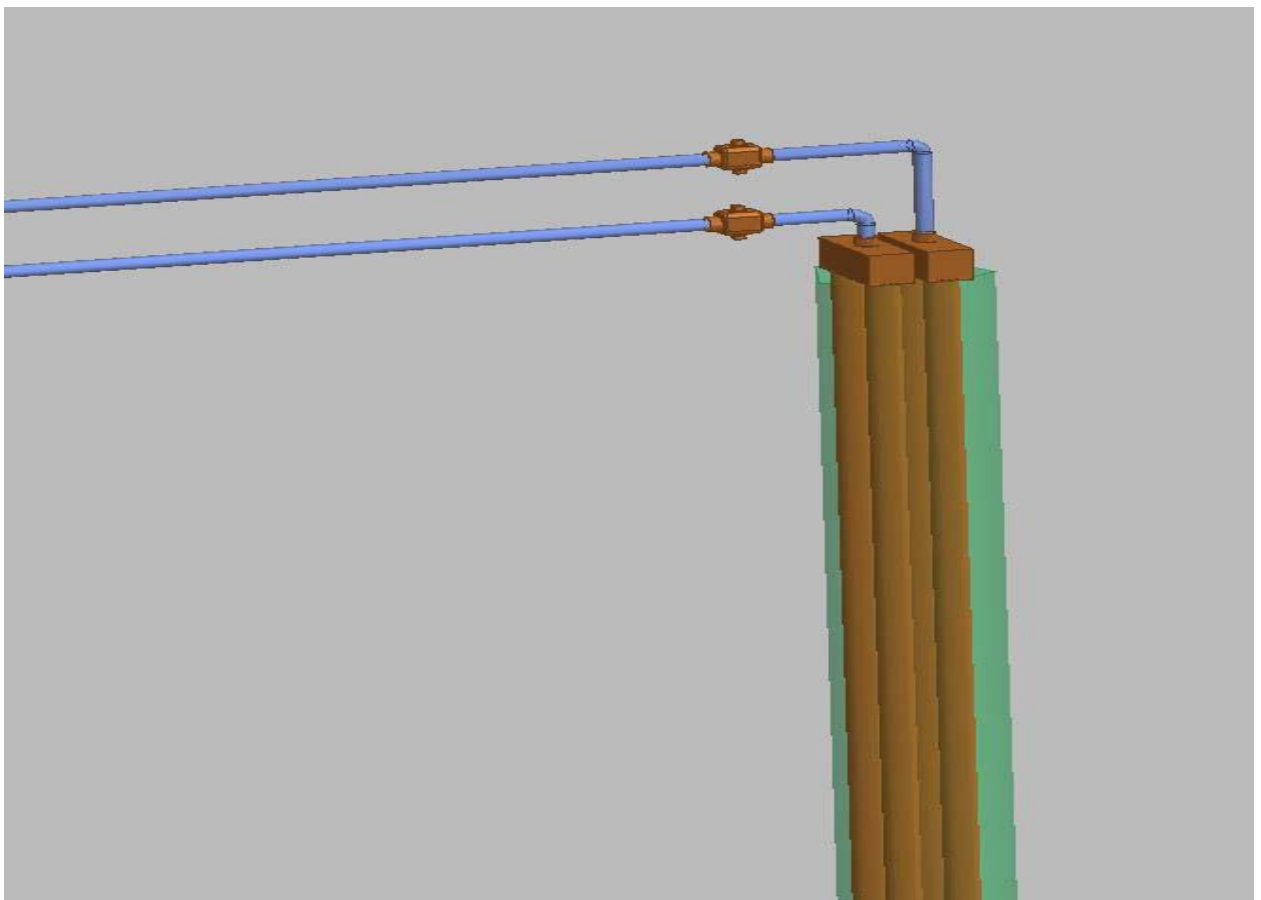


Figura 9.6.d Prezentarea sondelor

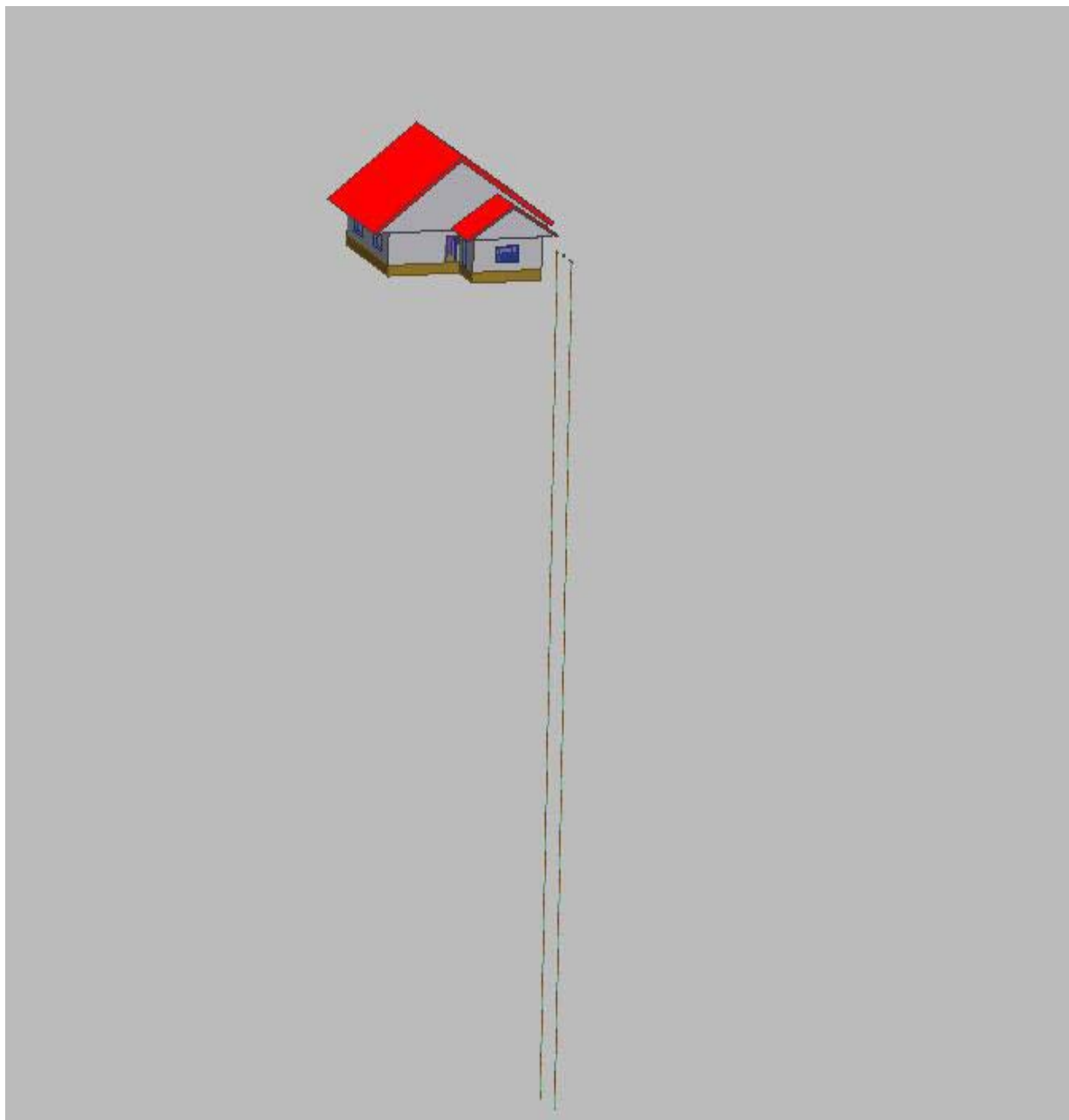


Figura 9.6.e Adâncimea de montaj a sondelor

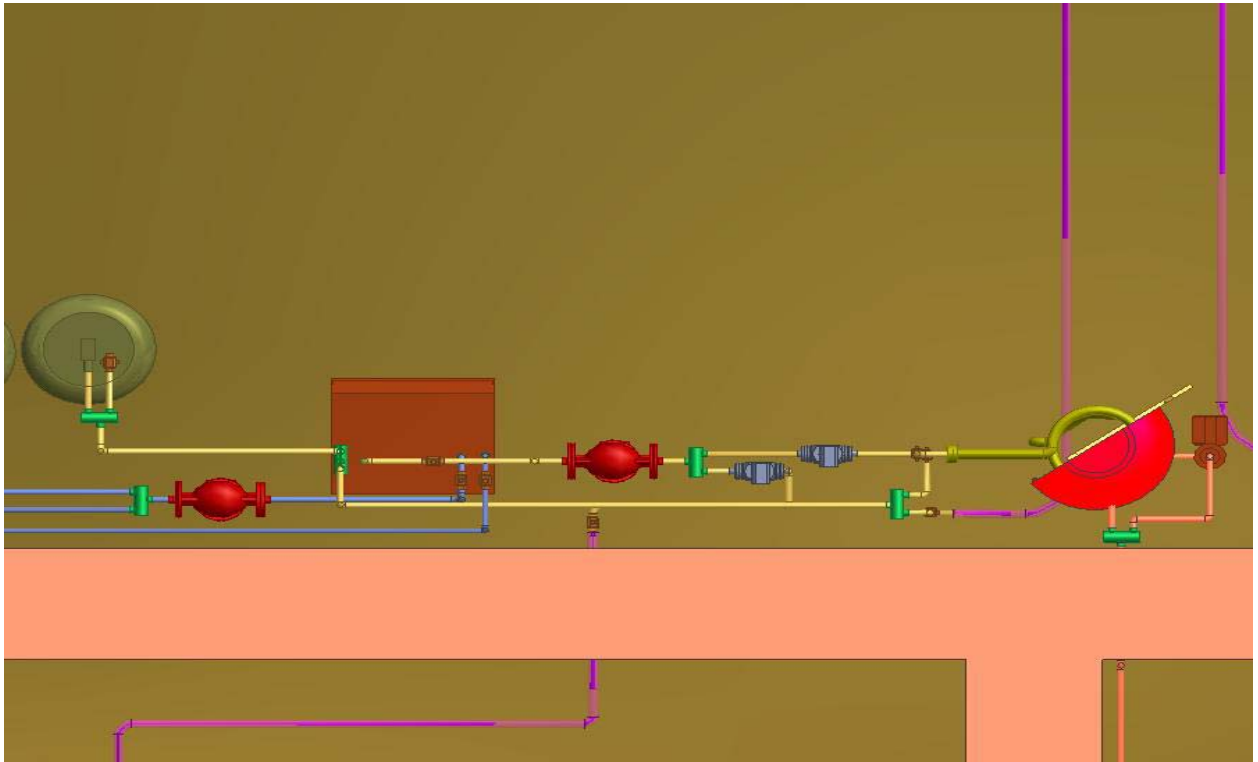


Figura 9.7.a Circuitul secundar de agent termic

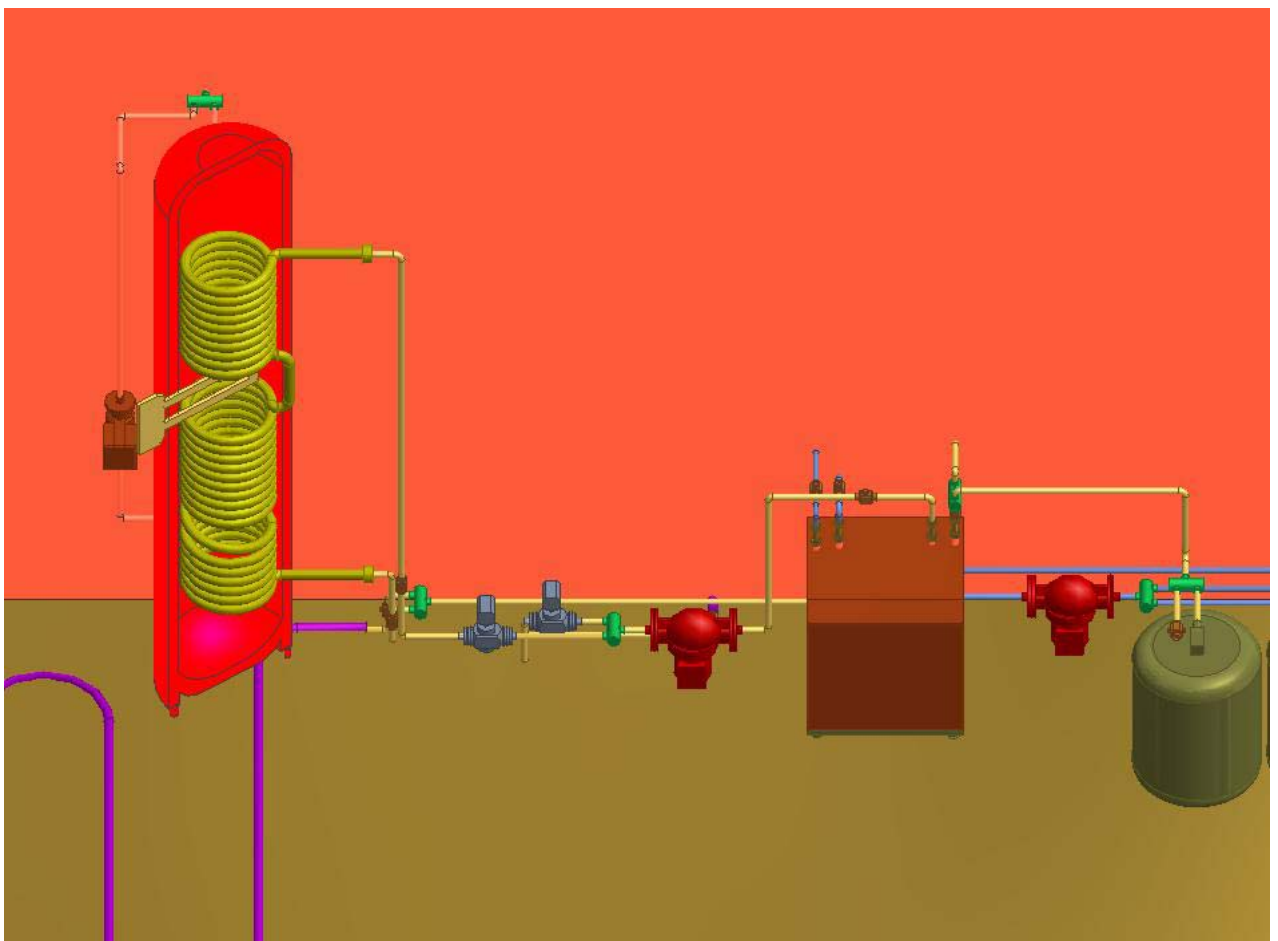


Figura 9.7.b Circuitul secundar de agent termic

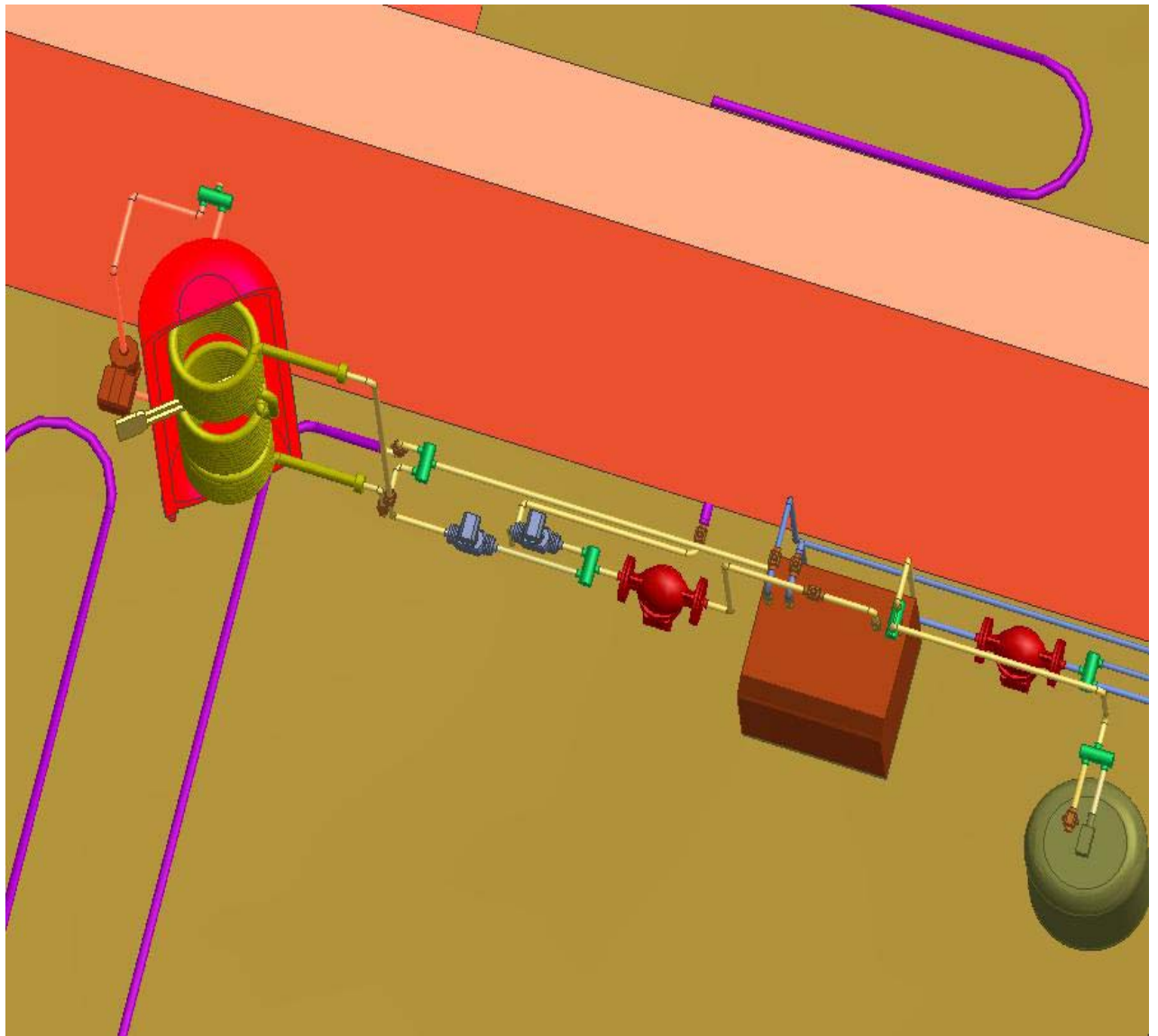


Figura 9.7.c Circuitul secundar de agent termic

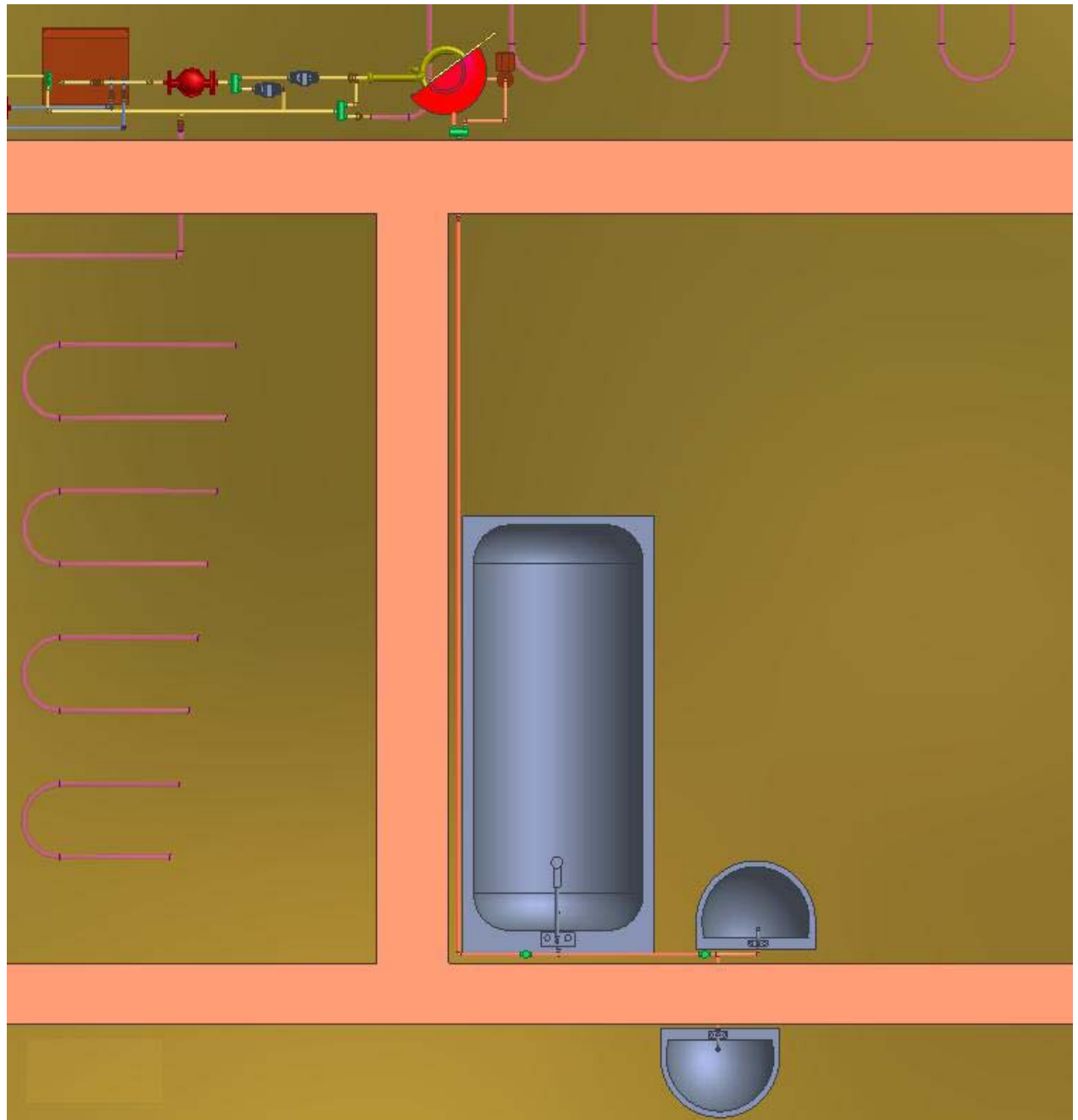


Figura 9.8.a Circuitul apei calde menajere



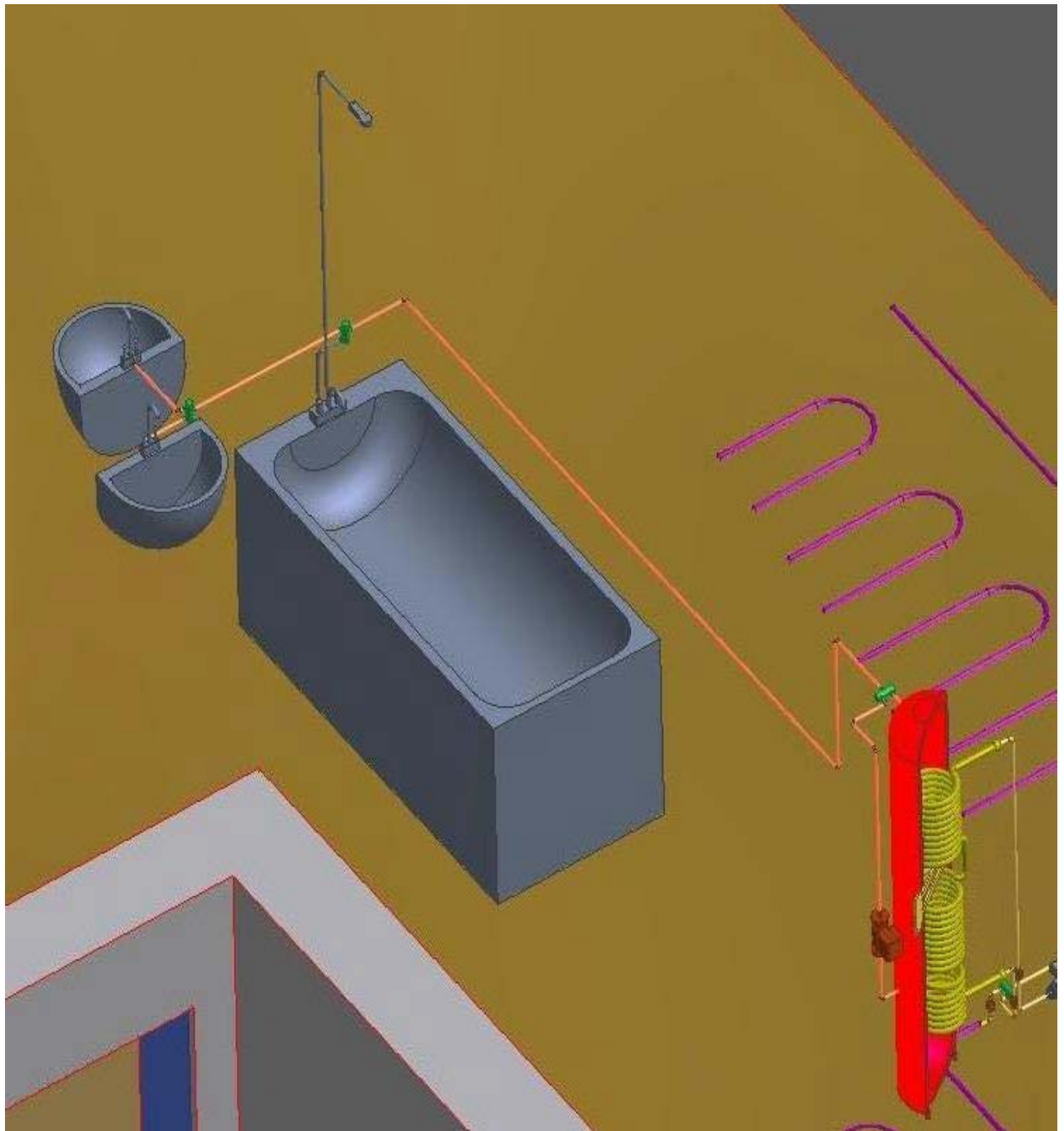


Figura 9.8.b Circuitul apei calde menajere

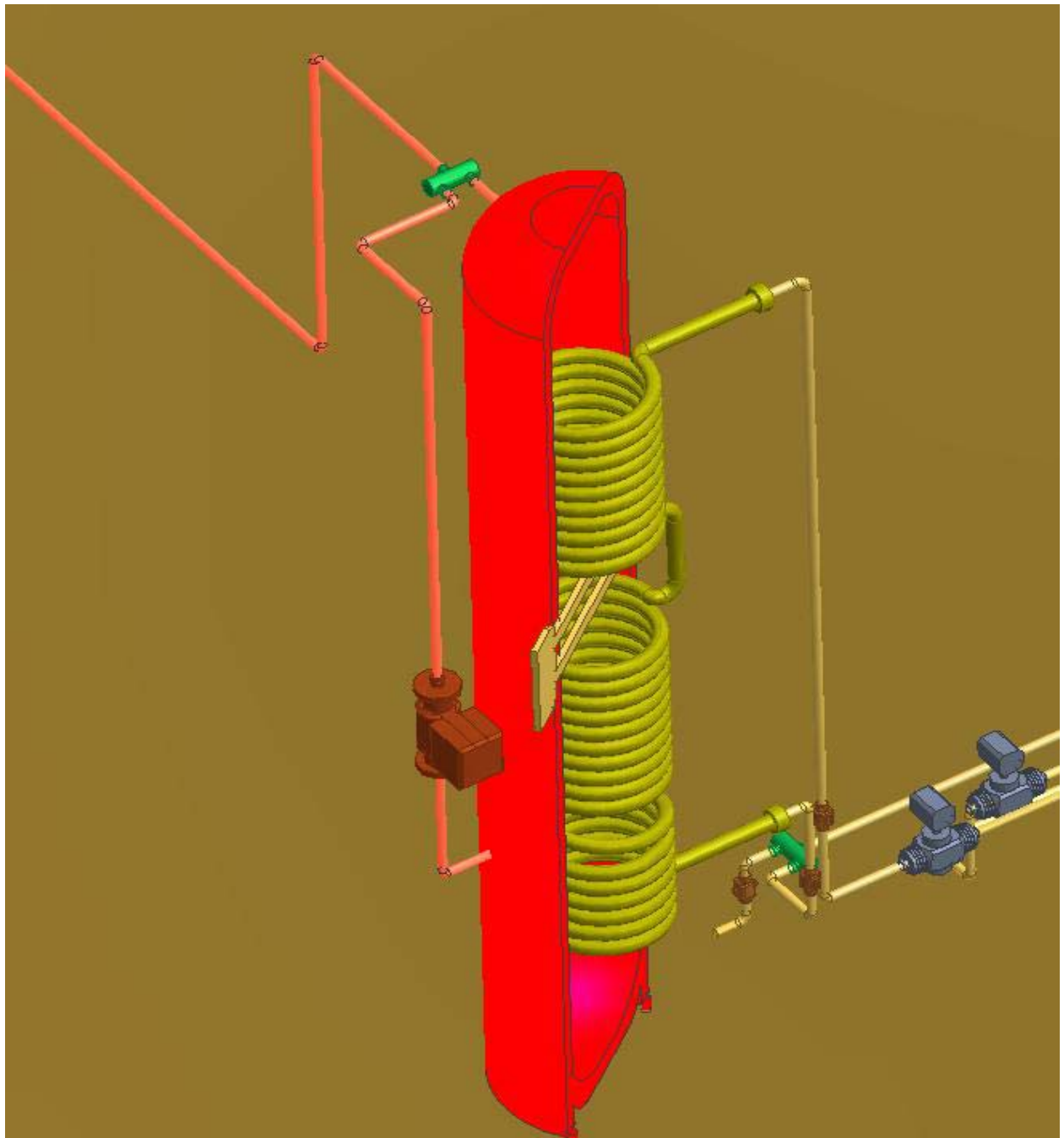


Figura 9.8.c Circuitul apei calde menajere

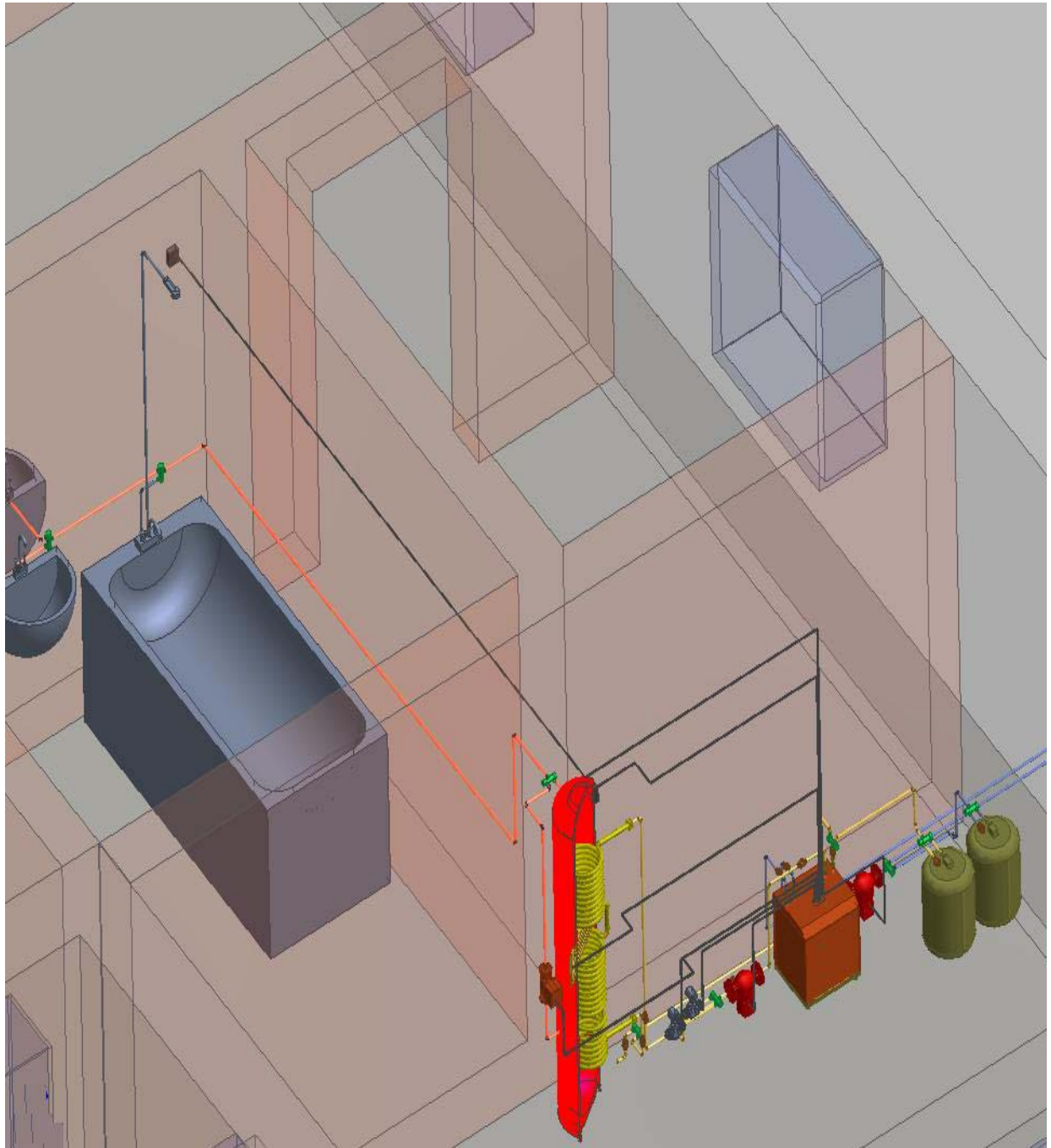


Figura 9.9.a Amplasarea termostatului în cameră

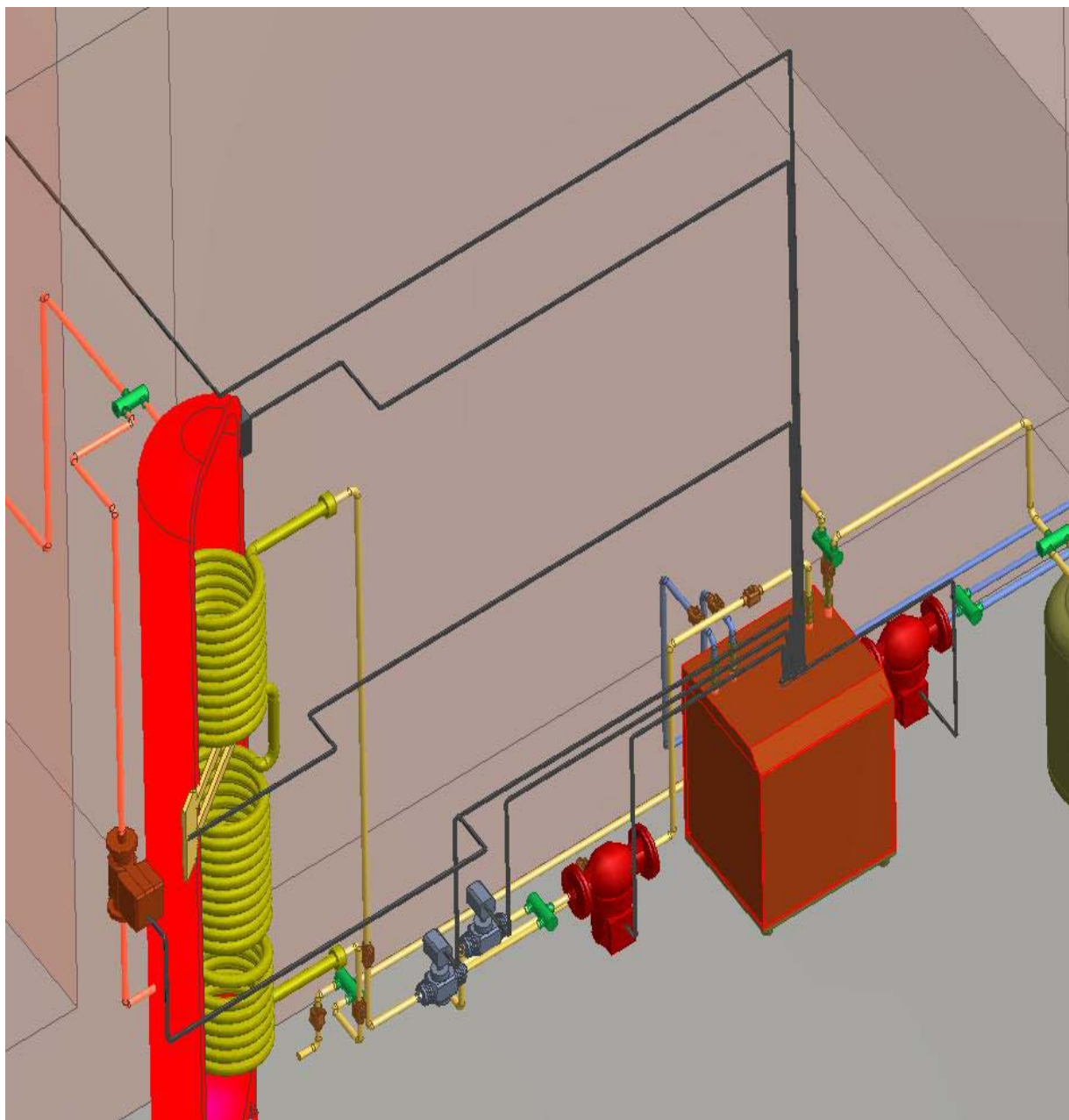


Figura 9.9.b Amplasarea termostatului pe boiler

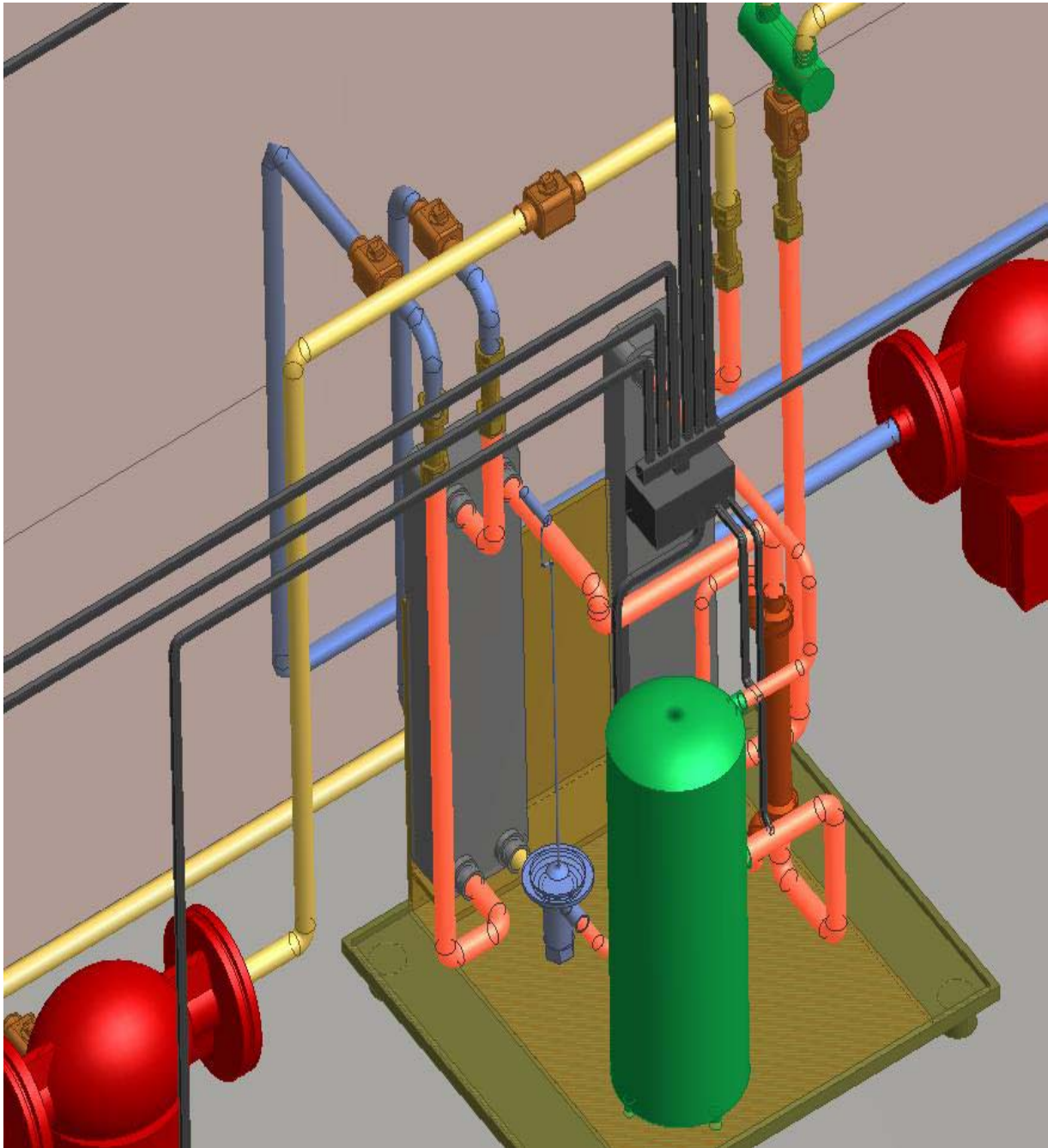


Figura 9.9.c Prizele de presiune ale presostatului de joasă și înaltă presiune

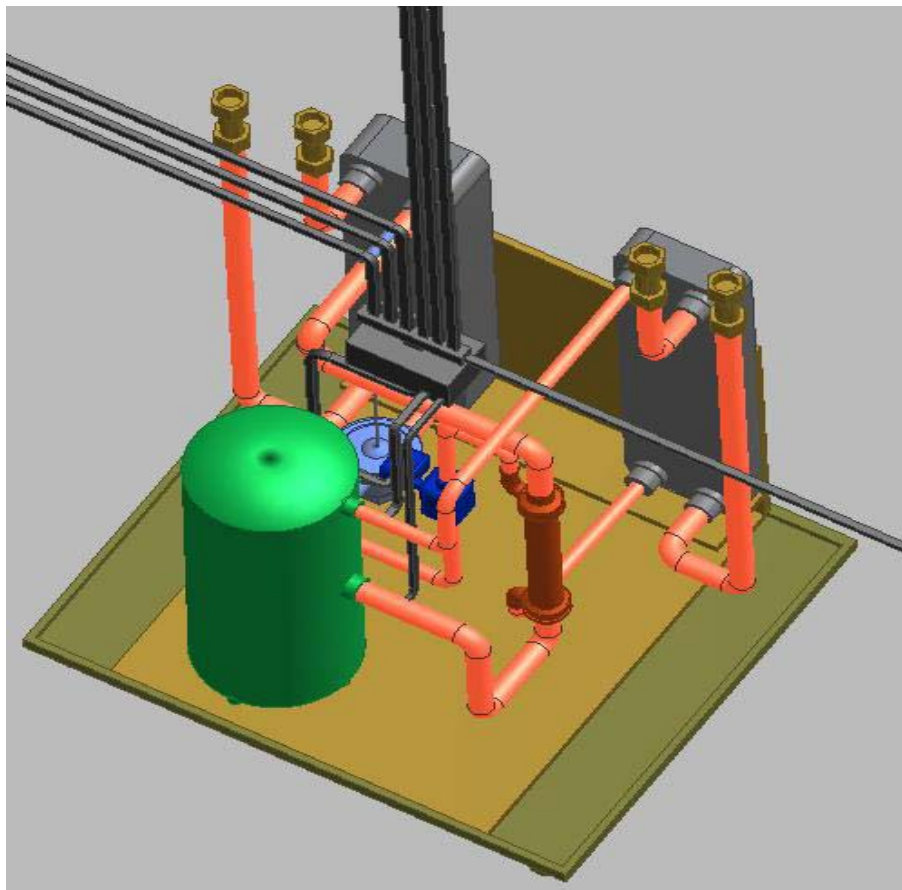


Figura 9.9.d Prizele de presiune ale presostatului de joasă și înaltă presiune

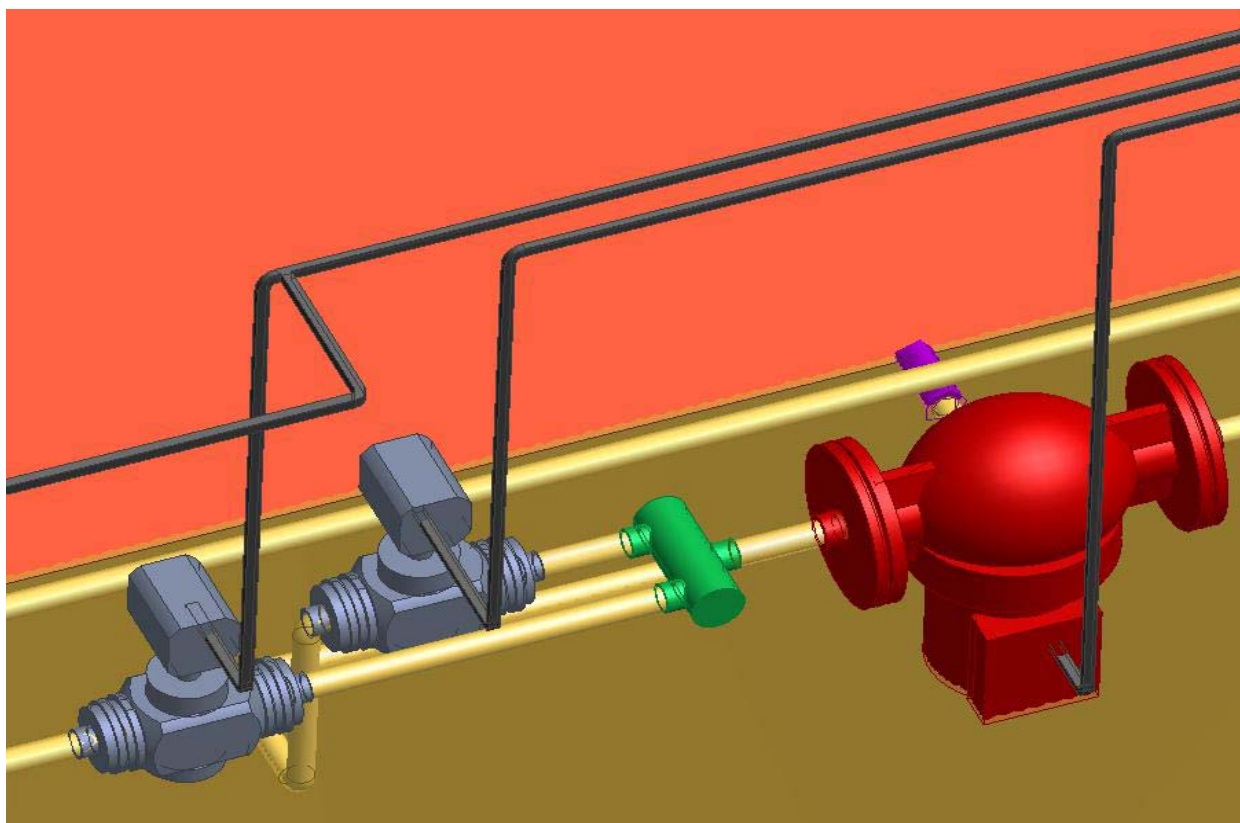


Figura 9.9.e Electroventilele de pe circuitul de agent termic secundar

## Bibliografie:

- [1] Bălan M. *Instalații frigorifice* Edit Todesco Cluj-Napoca, 2000
- [2] Bălan M. *Reglarea și automatizarea instalațiilor frigorifice* –note de curs
- [3] Bălan M *Utilizarea frigului artificial* – note de curs
- [4] Bălan M, Pleșa A. *Instalații frigorifice Construcție, funcționare și calcul.* Cluj Napoca 2002.
- [5] Cane D. *Geexchange heating/cooling systems* 2002- internet
- [6] Gavriliuc R. *Pompe de căldură de la teorie la practică* Edit Matrix Buc. 1999
- [7] Macovescu S *Camere și instalații frigorifice* Casa cărții de știință Cluj 2004
- [8] Popa B. *Termotehnică, mașini și instalații termice* Edit Didactică și pedagogică București 1971
- [9] Radcenco V. *Instalații de pompe de căldură* Edit Tehnică București 1985
- [10] \*\*\* *Comercial earth energy systems* -internet
- [11] \*\*\* *Earth Energy Canada* 2002 –internet
- [12] \*\*\* *Ground Source Heat Pomp Project Model* – internet
- [13] \*\*\* *Mole Hill Community Housing Society Project* –internet
- [14] \*\*\* *Residential earth energy systems*-internet
- [15] \*\*\* STAS 1907/1,2 *Calculul Necesarului de căldură*
- [16] \*\*\* STAS 6648/1,2 *Parametri climatici exteriori, calculul aporturilor de căldură din exterior*
- [17] \*\*\* Viessmann- *Încălzirea prin pardoseală, instrucțiuni de proiectare*
- [18] \*\*\* Viessmann-*Sisteme de încălzire prin pardoseală, instrucțiuni de proiectere.*
- [19] \*\*\* Viessmann- *Vitocell B-100, Fișa tehnică*
- [20] \*\*\* [www.danfoss.com](http://www.danfoss.com)
- [21] \*\*\* [www.sondex.com](http://www.sondex.com)
- [22] \*\*\* [www.viessmann.de](http://www.viessmann.de)
- [23] \*\*\* [www.viessmann.com](http://www.viessmann.com)