

**UNIVERSITATEA TEHNICĂ DIN CLUJ- NAPOCA**  
**FACULTATEA DE MECANICĂ**  
**SPECIALIZAREA: Masini si Echipamente Temice**

# ***PROIECT DE DIPLOMĂ***

*Sistemul de conditionare a aerului pentru o locuinta familiala*

**Conducător de proiect: Prof. Dr. Ing. Balan Mugur**

**Absolvent: Lupu Anamaria**

*2005*

# 1. Memoriu tehnic

## 1.1 Generalități

Condiționarea aerului presupune evacuarea totală sau parțială a aerului din încălț și înlocuirea acestuia cu aer tratat corespunzător. Aerul condiționat se utilizează în diverse situații în tehnică.

În România au început să fie utilizate tot mai multe aparate pentru condiționarea aerului de capacități diverse, de la o cameră sau un apartament, până la un complex hotelier, o bancă sau un spital.

Performanțele aparatelor de condiționare constau în: reglarea automată a parametrilor, siguranță în funcționare, elemente constructive de cea mai bună calitate, design modern.

În prezent se realizează mai multe tipuri de aparate pentru condiționarea aerului care pot să funcționeze atât ca instalație frigorifică pe timp de vară cât și ca pompă de caldură pe timp de iarnă: aparate de fereastră denumite și Window sau monobloc, aparate de tip Split realizate dintr-o unitate interioară și una exterioară, aparate de tip dublu Split realizate în două unități interioare și una exterioară, aparate de tip multi Split realizate din mai multe unități interioare și una exterioară.

Unitatea interioară este formată din vaporizator (pe timp de vară), care devine condensator (pe timp de iarnă) și ventilatorul de aer.

Unitatea externă cuprinde compresorul și condensatorul (pe timp de iarnă) care devine vaporizator (pe timp de vară). Ca agenți frigorifici se utilizează frecvent R22, R134a, sau R404a.

## 1.2 Tipuri de instalații de climatizare

Instalațiile de climatizare numite și instalații de condiționare a aerului trebuie să asigure menținerea parametrilor aerului în încăperile deservite în limite dinainte prescrise în tot timpul anului indiferent de variația factorilor meteorologici și de gradul de ocupare a încăperilor. Ele au rolul de a asigura condițiile de confort termic în cladirile social-culturale, administrative, de locuit, etc. Sau de a asigura parametri necesari ai aerului interior în cadrul instalațiilor de condiționare tehnologica. În același timp trebuie să se asigure introducerea de aer proaspăt necesar diluării CO<sub>2</sub> degajat de ocupanți.

.....

Aparatele de condiționare se execută sub forma de module sau monobloc. Ele au o serie de avantaje: preț de investiție relativ mai mic, datorită fabricării în serie mare și mai multe tipodimensiuni, costuri de instalare reduse deoarece nu necesită decât racord electric, racorduri pentru agent termic și evacuare condensat, design plăcut, astfel că pot fi montate și în încăperi mobilate fără alte amenajări.

Sistemul monobloc pentru puteri frigorifice reduse, producerea frigului și tratarea aerului se realizează local chiar în încăperea condiționată, iar pentru puteri medii (25-150 kW) tratarea aerului este realizată centralizat, iar distribuția lui în spațiile condiționate și aspirația din ele sunt asigurate de o rețea de canale.

## **1.3 Părțile componente ale unei instalații de condiționare**

**Ventilatoarele**

.....

**Bateriile de încălzire**

.....

**Bateriile de răcire.**

.....

**Camerele de pulverizare**

.....

**Filtrele de aer**

.....

**Canale de aer**

.....

**Grile de absorție și evacuare.**

.....

1.4 Instalații de răcire bazate pe vaporizarea unui lichid cele mai utilizate în condiționare sunt cele cu comprimare mecanică de vapori cu una sau mai multe trepte de comprimare. Sunt utilizate pentru realizarea unor temperaturi de vaporizare de 25-30<sup>0</sup>C folosind ca agent frigorific freonii sau amoniacul. Presiunea de vaporizare trebuie să fie superioară celei atmosferice, iar cea de condensare ,inferioară valorii de 16 bar avand un raport pentru freon între 8-10.

Compresorul aspiră vaporii supraîncălziți de freon rezultați din schimbătorul de caldură regenerativ SRL/SIV și îi comprimă. In condensator are loc inițial răcirea vaporilor supraîncălziți refulați de compresor după care aceștia condensează. Acest proces se desfășoară cu cedare de căldură către mediu prin intermediul agentului de răcire care este apa sau aerul.

Părțile componente ale acestor instalații sunt :

**Valvele de reversie** sunt montate pe circuitul refrigerentului pentru a permite condensatorului să devină vaporizator și invers, vaporizatorului să devină condensator în timpul circuitului de încălzire. Refrigerentul, în stare de gaz fierbinte își schimbă direcția către vaporizator și refrigerantul în stare de lichid își schimbă direcția către condensator. Circuitul țevilor condensatorului trebuie să fie echipat cu valva de expansiune atunci cand funcționează pe încălzire.Valvele de reversie sunt ventile cu 4 căi și execută inversarea circulației agentului frigorific în regim de răcire față de regimul de încălzire.

### **Condensatorul**

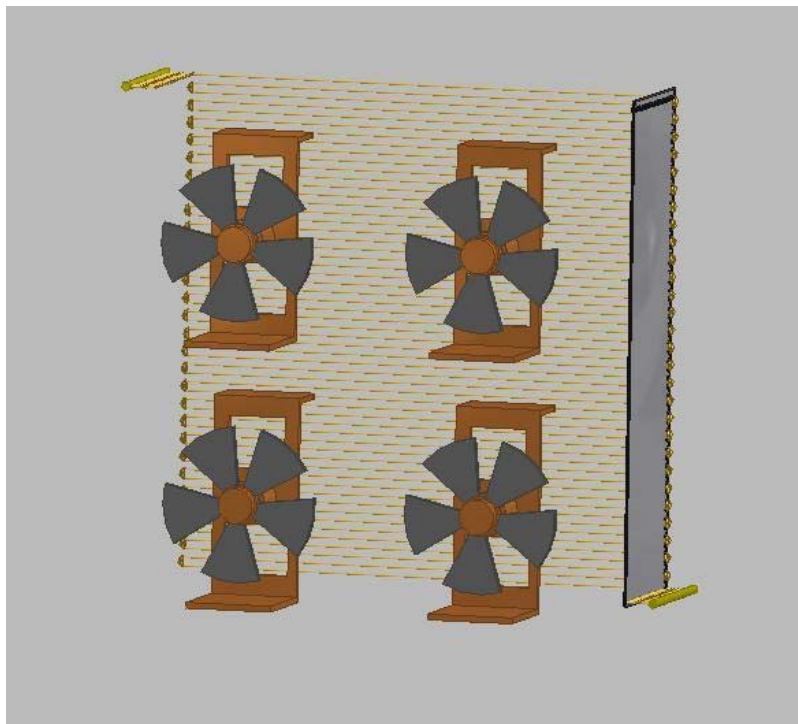


Fig.1.6 Condensatorul

Condensatorul este unul dintre cele mai importante schimbătoare de căldură prin intermediul căruia vaporii supraîncălziți ai agentului frigorific cedează agentului termic de răcire (în cazul nostru aerul) căldura absorbită în timpul desfășurării ciclului frigorific în procesele de vaporizare și comprimare. În urma transferului de căldură între cei doi agenți, agentul frigorific condensează în interiorul țevilor, iar condensul se scurge gravitațional colectându-se într-un colector inferior de lichid care unește toate secțiunile la baza inferioară. În cazul utilizării aerului, la răcirea condensatorului acesta poate antrena praf sau alte impurități care se depun pe suprafața exterioară. Din faza de concepție, constructorul trebuie să urmărească realizarea unei valori  $k$  cât mai mari asigurând curgerea fluidului cu viteze optime, distribuție favorabilă a suprafeței de transfer de căldură, alegerea materialului în funcție de agentul frigorific. În timpul exploatării condensatorul trebuie menținut într-o stare de funcționare apropiată de cea inițială asigurând o suprafață de transfer de căldură cât mai curată. În cazul condensatoarelor răcite cu aer, coeficientul de transfer termic al aerului fiind foarte scăzut, aceste condensatoare sunt întâlnite pentru puteri termice mici, în general până la 10KW. Suprafața de transfer termic pe partea aerului este mărită prin nervurare de circa 20 de ori. Ameliorarea transferului de căldură se realizează prin intensificarea vitezei aerului asigurând circulația forțată cu ventilatoare. Acest tip de condensator se compune din mai multe randuri de țevi cu aripioare care asigură suprafața de transfer de căldură necesară. Tevile folosite sunt din cupru de 10-15 mm diametru pentru freoni. Aripioarele sunt realizate din cupru, aluminiu sau oțel. Aerul parcurge spațiul dintre aripioare transversând perpendicular țevile preluând căldura cedată de agentul frigorific care condensează în interiorul țevilor. Pentru menținerea unei temperaturi de condensare minimă, chiar și atunci când temperatura exterioară este ridicată, sunt necesare debite mari de aer, încât este bine ca aceste condensatoare să fie amplasate în spații deschise, umbrite și ferite de praf. Viteza aerului la circulația forțată este de 2-3 m/s în secțiunea frontală liberă și de maxim 7 m/s printre aripioare. Viteze mai mari conduc la zgomote dezagreabile și la pierderi de sarcină însemnate pe circuitul de aer. Coeficientul  $k$  are valori de 25-30  $[ W / m^2 \cdot K ]$  pentru circulația forțată a aerului. Condensatoarele moderne sunt construite din țevi prevăzute la interior cu spirale pentru a asigura o turbulență sporită, aripioarele au un pas minim, ventilatoarele sunt de tip elicoidal perfect echilibrate lipsite de vibrații având un zgomot foarte scăzut. Carcasele acestor condensatoare sunt demontabile, permit inspecția și curățirea periodică a suprafeței de transfer termic. Tevile condensatoarelor sunt proiectate să accepte refrigerantul în stare de lichid de la valva de expansiune pe timpul încălzirii și refrigerantul în stare de gaz fierbinte pe timpul răcirii.

## Vaporizatorul

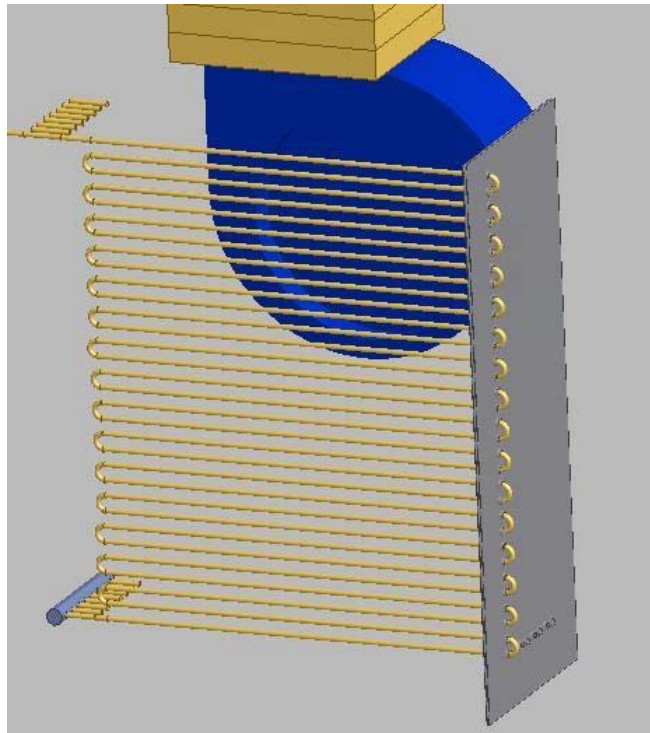


Fig.1.7 Vaporizatorul

Vaporizatorul în țevi vaporizează agentul frigorific, aerul în contact cu țeava se răcește, devine mai greu și coboară, fiind înlocuit de aer mai cald. La circulația aerului natural, rezultă un transfer termic foarte scăzut. Așezarea țevilor din cupru (pentru freon) se face în coridor sau șah (utilizat în cazul în care țevile au o aripioară comună, elimină apariția circuitelor favorizate a aerului). Prin circulația aerului forțată (cu ventilatorul) se intensifică transferul termic. Pentru circulația forțată bateria de răcire (vaporizatorul) este montată într-o carcasă metalică, viteza aerului având valori 2-4 m/s în secțiune frontală liberă și 7 m/s printre aripioare. Pentru intensificarea transferului termic se montează aripioare pentru turbulențe sporite având ambutisate nervuri de diferite forme și profile. Pentru freon se folosesc țevi cu rizuri elicoidale la interior pentru a mări turbulența. Evacuarea vaporilor se face printr-un racord plasat pe colector, sub nivelul randului inferior pentru a fi antrenat și uleiul acumulat.

## Compresorul

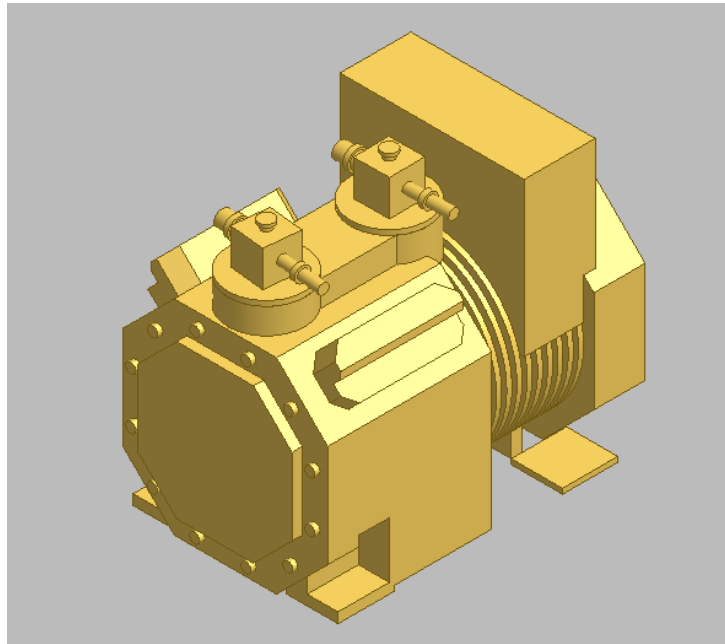


Fig.1.8 Compresorul

Compresorul aspiră vaporii de agent frigorific rezultați din vaporizator la o presiune corespunzătoare condițiilor de funcționare solicitate de consumatorii de frig îi comprimă și îi refulează la o presiune mai ridicată în condensator încat să permită condensarea lor în concordanță cu temperatura mediului ambiant. Compresoarele mecanice sunt cele mai folosite în instalațiile de condiționare și sunt de tip volumic sau rotodinamic. La instalațiile moderne se folosesc compresoare rotodinamice (turbocompresoare) care deplasează gazul sub acțiunea forțelor centrifuge dezvoltate de un rotor cu palete. Compresoarele SCROLL au protecție termică, rezistență, încălzire ulei încorporată și sunt incluse într-o carcasă insonorizantă.

**Subrăcitorul de lichid.** Transferul de căldură se realizează de la freonul lichid venit din condensator care se subrăcește, către vaporii de freon rezultați din vaporizator, care se supraîncălzesc. Supraîncălzirea vaporilor asigură o protecție sporită a compresorului contra pătrunderii picăturilor de lichid în cilindrul acestuia.

**Indicatorul de curgere** și umezeală indică faptul că fluidul curge prin circuit și sarcina de răcire este corectă. Indicatorul de curgere indică de asemenea umiditatea din refrigerant prin schimbarea culorii.

Alegerea condițiilor de funcționare a instalațiilor de condiționare trebuie făcută cu discernământ, fără a se trece la exagerări deoarece prin acestea costul de investiții și exploatare



crește foarte mult. De cele mai multe ori este indicat să se prevadă o serie de măsuri constructive care să reducă pentru încăperile dotate cu instalație de condiționare a aerului atât sarcina de răcire cât și sarcina de încălzire. Încăperile care sunt dotate cu instalații de condiționare să fie pe cât posibil spre nord, prin aceasta reducându-se simțitor efectul radiației solare, iar sporul de căldură pentru orientare nu crește decât cu 5%

- acoperișul încăperilor să fie foarte bine izolat termic
- zidurile orientate spre sud, vest și est să fie bine izolat termic
- să se reducă numărul și suprafața ferestrelor sau să se utilizeze ferestre cu grad de protecție termică ridicat

## 2.Descrierea imobilului

Locuința pentru care a fost proiectat sistemul de condiționare a aerului este orientat pe un nivel avand cinci camere, două băi, o bucătărie și două holuri conform figurii 1.

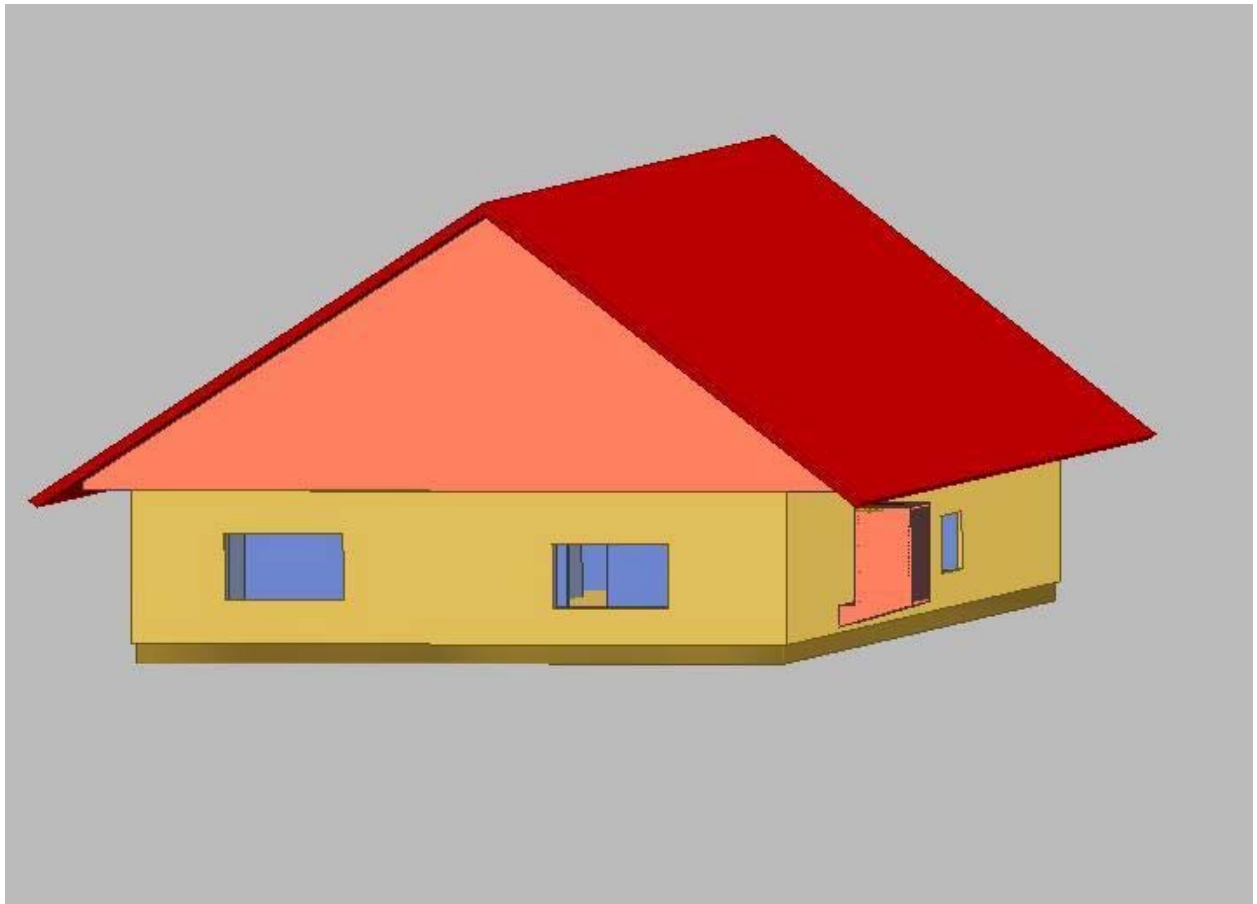


Fig.2.1.a Descrierea locuinței



### **3.MEMORIU JUSTIFICATIV DE CALCUL**

#### **3.1Parametrii aerului interior**

-temperatura interioară :  $t_i = 22[^\circ C]$

-umiditatea relativă a aerului din interior :  $\varphi_i = 50\%$

#### **3.2Parametrii aerului exterior**

.....

#### **3.3Temperaturile exterioare ale pereților**

.....

#### **3.4Coeficienții de convecție**

.....

### **4.Determinarea necesarului de frig și căldură pe timp de vară și de iarnă**

#### **4.1Determinarea necesarului de frig pe timp de vară-fără izolație**

.....

#### **4.2Determinarea necesarului de căldură pe timp de iarnă-fără izolație**

.....

### **4.3 Bilanțul de umiditate, raportul de termoumidificare vara și iarna**

.....

## **5. Studiu privind influența calității elementelor periferice ale clădirii asupra necesarului de frig și de căldură**

### **5.1. Izolație de 5 cm de polistiren pentru pereți (10 cm pentru podea și 15 cm pentru tavan)**

#### **5.1.1 Determinarea necesarului de frig pe timp de vară**

.....

#### **5.1.2 Determinarea necesarului de căldură pe timp de iarnă**

.....

#### **5.1.3 Bilanțul de umiditate, raportul de termoumidificare vara și iarna**

.....

#### **5.1.4 Calculul necesarului de frig pe timp de toamnă cu izolație de 5 cm de polistiren**

.....

**5.2 Izolație de 10 cm de polistiren pentru pereți (10 cm pentru podea și 15 cm pentru tavan)**

**5.2.1 Determinarea necesarului de frig pe timp de vară**

.....

**5.2.2 Determinarea necesarului de căldură pe timp de iarnă**

.....

**5.2.3 Bilanțul de umiditate, raportul de termoumidificare vara și iarna**

.....

**5.3 Izolație de 15 cm de polistiren pentru pereți (10 cm pentru podea și 15 cm pentru tavan)**

**5.3.1 Determinarea necesarului de frig pe timp de vară**

.....

**5.3.2 Determinarea necesarului de căldură pe timp de iarnă**

.....

**5.3.3 Bilanțul de umiditate, raportul de termoumidificare vara și iarna**

.....

## 5.4 Calculul necesarului de frig cu ajutorul programului Cool Pack

Programul Cool Pack versiunea 1.46, folosit la realizarea acestui calcul este împărțit în șase module și este specializat în calculul instalațiilor și aparatelor frigorifice, calculul parametrilor termofizici și termodinamici ai agenților frigorifici și ai aerului umed.

Rezultatele calculului necesarului de frig pentru casă este prezentat în figurile de mai jos.

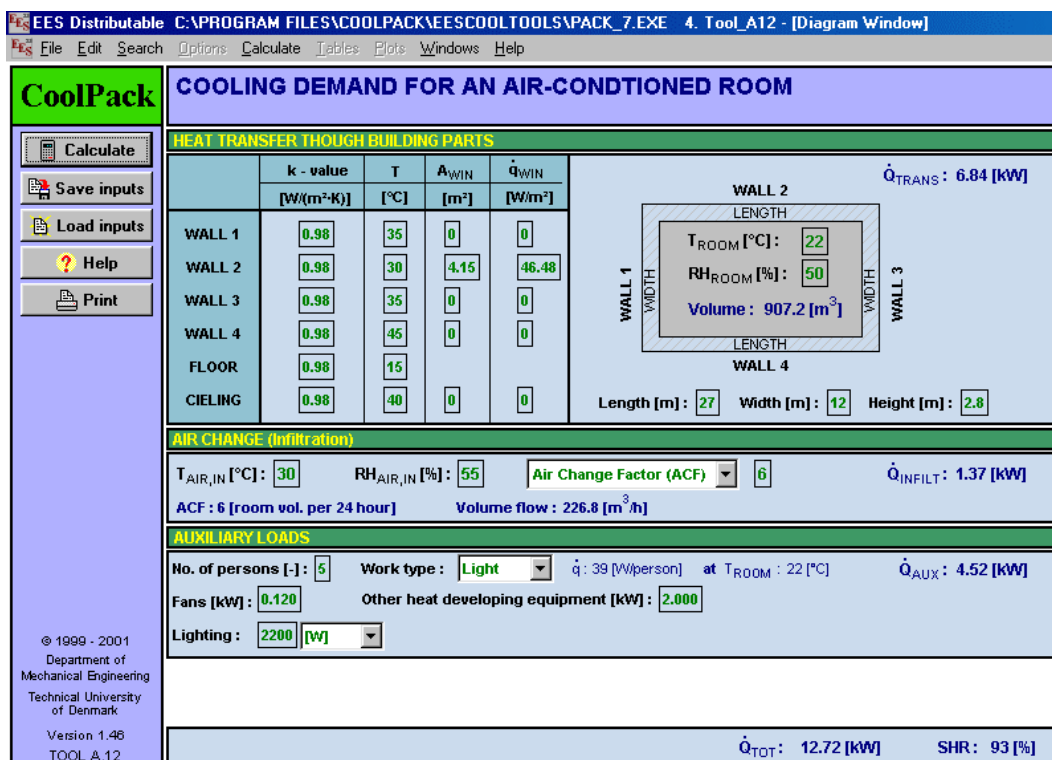


Fig.5.1 Calculul necesarului de frig pentru casă, cu ferestrele situate pe peretele din nord

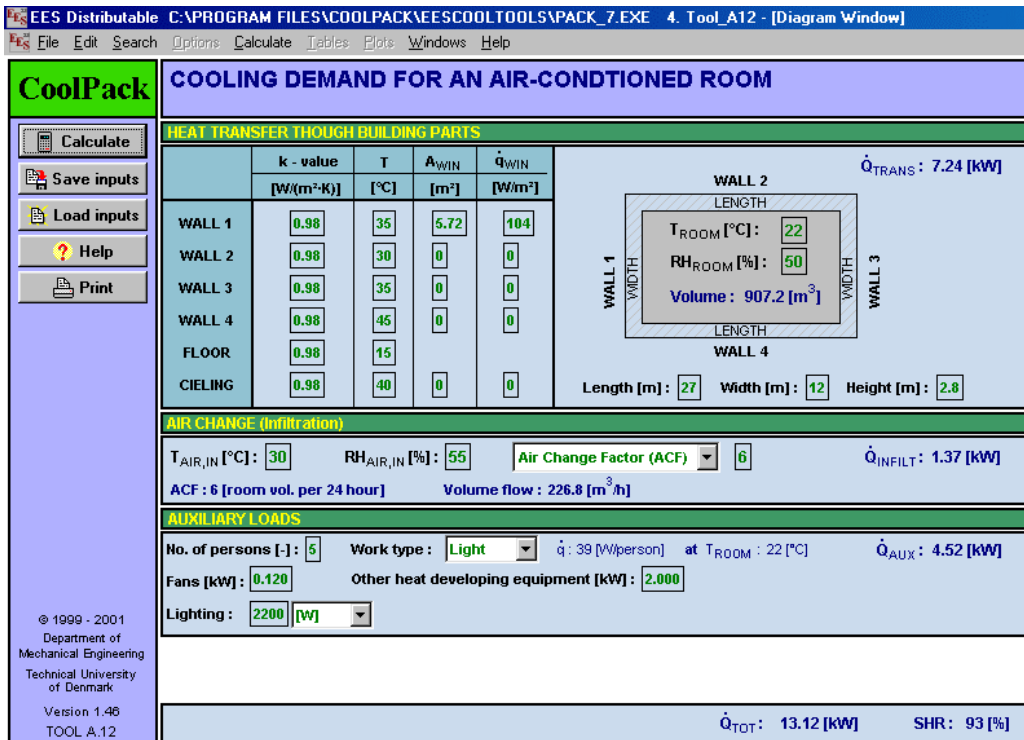


Fig.5.2 Calculul necesarului de frig pentru casă, cu ferestrele situate pe peretele din vest

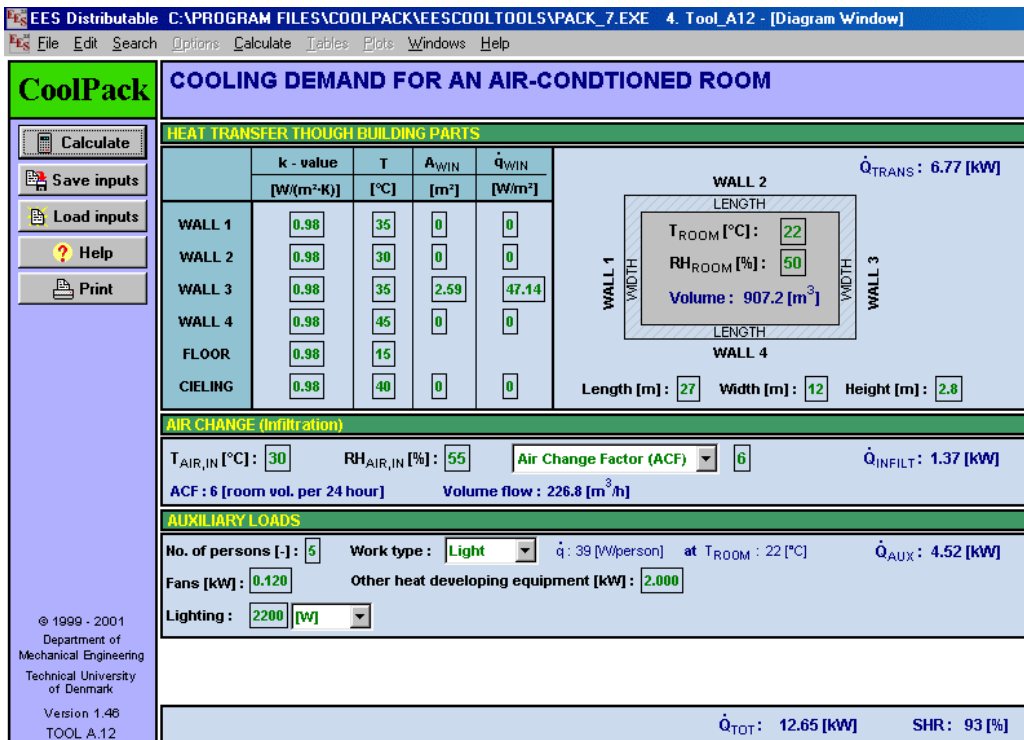


Fig.5.3 Calculul necesarului de frig pentru casă, cu ferestrele situate pe peretele din est



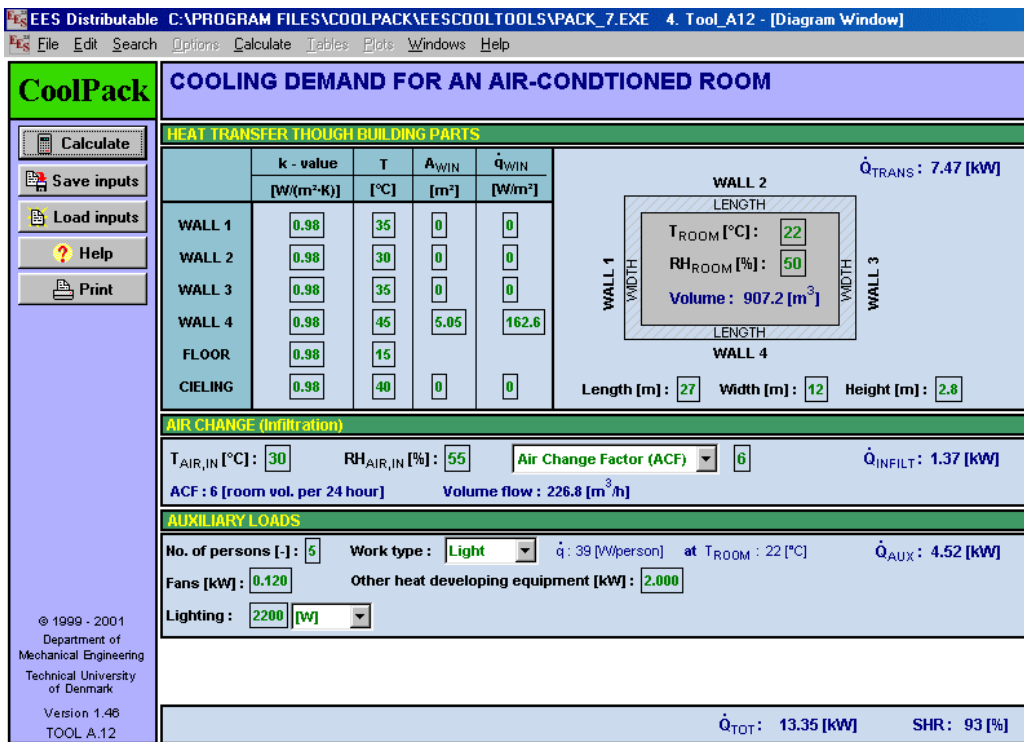


Fig.5.4 Calculul necesarului de frig pentru casă, cu ferestrele situate pe peretele din sud

## 6. Concluzii privind influența grosimii izolației asupra necesarului de căldură

În vederea determinării grosimii izolației, a fost efectuat un studiu privind influența acesteia asupra necesarului de căldură. Rezultatele acestui studiu sunt prezentate în tabelul 6.1, și diagramele din figurile 6.1, respectiv 6.2 :

Tabelul 6.1

	fara izolatie	5 cm	10 cm	15 cm
Q <sub>vara</sub> [KW]	14.57	7.559	7.055	6.869
Q <sub>iarna</sub> [KW]	24.636	8.665	7.295	6.792

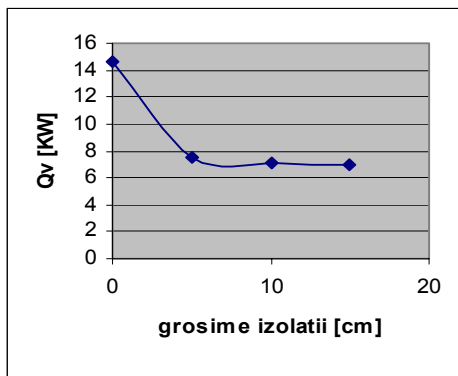


Fig.6.1 Diagrama necesarului de frig pe timp de vară

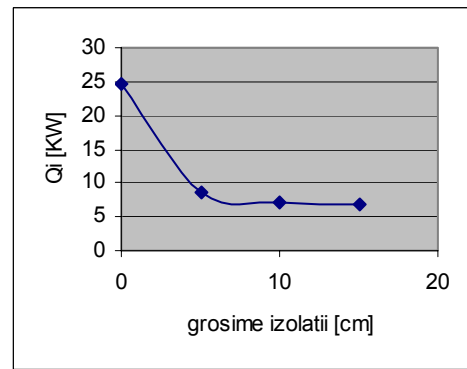


Fig 6.2 Diagrama necesarului de căldură pe timp de iarnă

Materialul considerat pentru izolații este polistirenul ( $\lambda = 0.04 [W / m \cdot K]$ )

Analizand figurile 6.1 și 6.2 se constată că o izolație de 5 cm, asigură o reducere la 50% a pătrunderilor de căldură (față de situația fără izolație), iar mărirea grosimii izolației, peste această valoare nu este la fel de economică. Astfel 10 cm de izolație asigură o reducere de 10%, 15 cm de izolație asigură o reducere de 15% față de situația cu 5 cm de izolație. Din aceste considerente a fost adoptată o grosime de 5 cm pentru izolație.

## **7.Comparație între necesarul de frig și căldură cu controlul umidității și fără controlul umidității**

Pentru exemplificare s-au efectuat calcule pentru o singură cameră.

### **7.1Camera 1-fără izolație**

#### **7.1.1Determinarea necesarului de frig pe timp de vară**

.....

#### **7.1.2Determinarea necesarului de căldură pe timp de iarnă**

.....

#### **7.1.3Determinarea necesarului de căldură pe timp de toamnă cand temperatura exterioară $t_e = 0^0 C$**

.....

#### **7.1.4Bilanțul de umiditate, raportul de termoumidificare vara ,iarna și toamna**

.....

### **7.2Camera 1-cu izolație de 5 cm de polistiren**

#### **7.2.1Determinarea necesarului de frig pe timp de vară**

.....

### **7.2.2 Determinarea necesarului de căldură pe timp de iarnă**

.....

### **7.2.3 Determinarea necesarului de căldură pe timp de toamnă cand temperatura exterioară este $t_e = 0^{\circ}C$**

.....

### **7.2.4 Bilanțul de umiditate, raportul de termoumidificare vara ,iarna și toamna**

.....

## **8. Verificarea izolației la condensare**

### **a) Verificarea izolației la condensarea umidității pe fața caldă a peretelui dinspre nord al camerei 1**

Grosimea stratului de material izolator termic trebuie să fie suficientă pentru ca în timpul funcționării instalației frigorifice din casă, pe fața caldă a pereților (fața exterioară) să nu condenseze vaporii de umiditate din aer. Acest fenomen s-ar putea produce în cazul în care temperatura feței calde a peretelui ar scădea sub temperatura punctului de rouă pentru aerul din exteriorul casei.

.....

### **b) Verificarea la condensare în interiorul stratului de izolație termică**

.....

## 9.Principiile condiționării aerului

### 9.1 Condiționarea aerului pe timp de toamnă

Tratarea completă a aerului se realizează în agregate sau centrale de condiționare, realizate din schimbătoare de căldură și de masă precum și de aparate auxiliare.

Pentru a fi adus la parametrii cu care să poată fi introdus în spațiul de condiționat, aerul suferă o succesiune de transformări elementare.

Modul de tratare a aerului se alege în funcție de condiții particulare (parametrii aerului din interior și exterior, regimul încăperii climatizate, sursa de frig disponibilă, costuri, posibilități de reglare și automatizare).

Dimensionarea aparatelor componente ale agregatului sau centralei se realizează considerându-se atât regimul de funcționare pe timp de toamnă cât și regimul de funcționare pe timp de vară. Unele aparate se utilizează în ambele regimuri, iar altele numai în unul din cele două regimuri.

.....

In figura 9.1 următoare este prezentată una din numeroasele soluții posibile pentru condiționarea pe timp de toamnă, cu recirculare parțială.

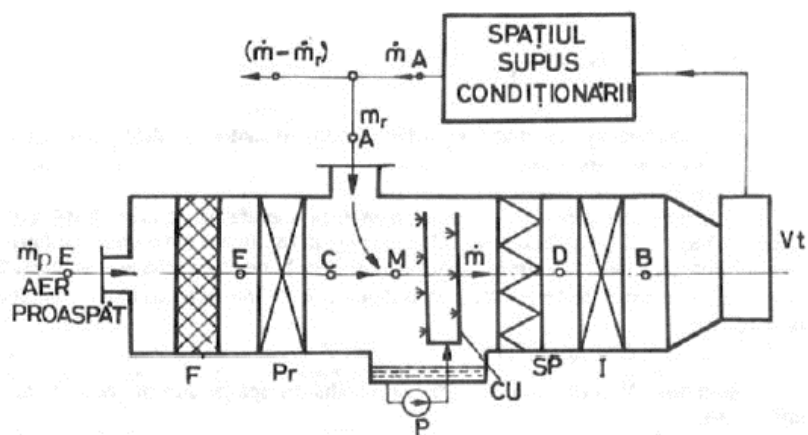


Fig 9.1 Schema aparatului de condiționare a aerului pe timp toamnă cu recirculare parțială

F – filtru ;Pr– preîncălzitor; CU - cameră de umidificare; P - pompă;  
SP - separator de picături;I - încălzitor; Vt – ventilator

Procesele de lucru sunt reprezentate în diagrama h-x a aerului umed precum și în anexa 1 :



Fig.9.2 Diagrama h-x a aerului umed pe timp de toamnă

### **Parametrii caracteristici ai aerului în stările caracteristice**

Punctul E reprezintă caracteristicile aerului exterior

Punctul R reprezintă temperatura punctului de rouă

Punctul P reprezintă temperatura peretelui vaporizatorului

Punctul D este caracterizat de parametrii aerului la sfârșitul uscării și răcirii, respectiv a umidificării și a răcirii.

Punctul A reprezintă parametrii aerului la intrarea în cameră

Punctul I reprezintă caracteristicile aerului din interiorul camerei

Punctul C reprezintă caracteristicile aerului exterior la ieșirea din preîncălzitorul primar

Punctul M reprezintă caracteristicile amestecului de aer recirculat cu aer proaspăt

Punctul N reprezintă caracteristicile amestecului de aer la ieșirea din al doilea preîncălzitor

Temperatura peretelui vaporizatorului va fi cu 3 grade mai mică decât temperatura punctului de rouă. De asemenea temperatura aerului suflat în cameră va fi cu 5 grade mai mică decât temperatura interioară.

## Pe timp de toamna-camera 1

*Tabelul 9.1*

Punctele caracteristice	Temperatura [C]	Umiditatea absoluta [Kg/Kg]	Umiditatea relativă [%]	Entalpia [KJ/Kg]
E	0	0.0024	80	6
C	5	0.0024	65	10
M	8	0.0033	60	16.92
N	32.5	0.0033	13	40
R	12	0.0064	100	24
D	14	0.0064	90	26
I	22	0.0064	50	35
A	27	0.0065	40	40

.....

## 9.2 Condiționarea aerului pe timp de vară

In figura 9.3 este reprezentat un agregat pentru condiționarea aerului pe timp de vară

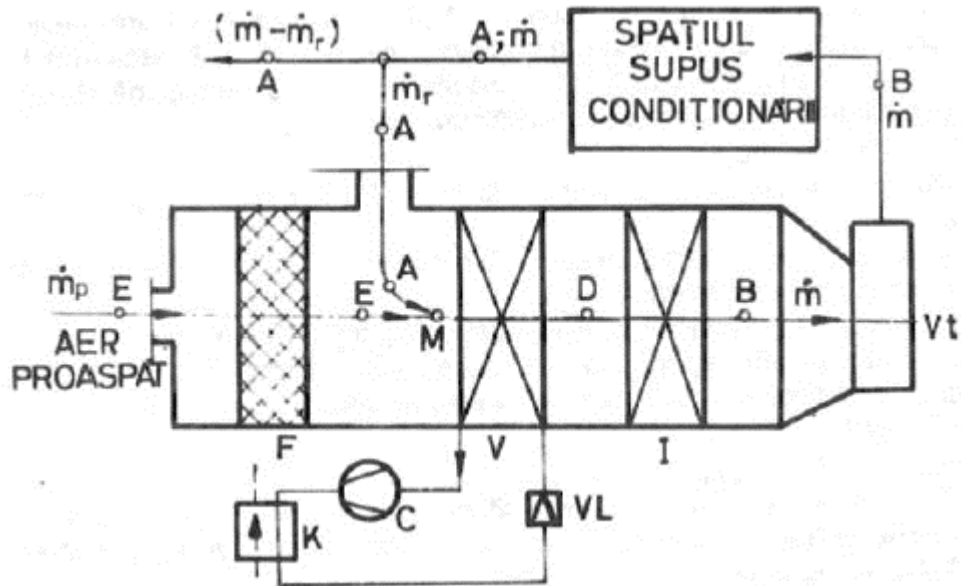


Fig 9.3 Schema aparatului de condiționare a aerului pe timp de vară cu recirculare parțială

F – filtru ;V-vaporizator ;C-compresor ;K-condensator;  
VL-ventil de laminare;I - încălzitor; Vt – ventilator



Procesele de lucru sunt reprezentate în diagrama h-x a aerului umed, precum și în anexa 2 :

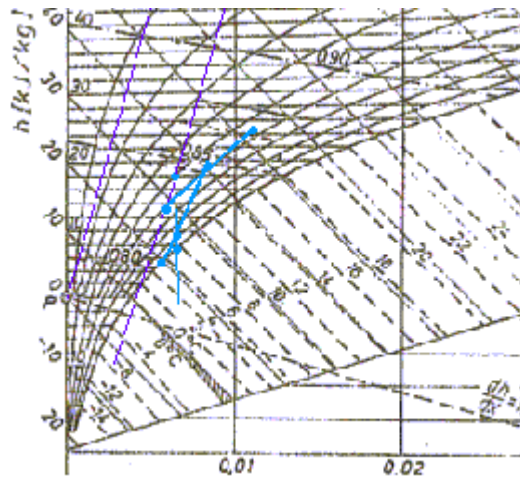


Fig 9.4 Diagrama h-x a aerului umed pe timp de toamnă

**Pe timp de vară –camera 1**

*Tabelul 9.2*

Punctele caracteristice	Temperatura [C]	Umiditatea absoluta [Kg/Kg]	Umiditatea relativă [%]	Entalpia [KJ/Kg]
E	30	0.011	55	54
D	13	0.0062	90	26
R	12	0.0062	100	25
P	9	0.0057	100	19
A	17	0.0059	61	28
I	22	0.0062	50	34
M	24	0.0082	60	41

.....

Analizand rezultatele calculului termic al proceselor de termoumidificare a aerului în instalația de condiționare cu controlul umidității, se observă că aceste variante de instalații sunt caracterizate prin consumuri de energie mult mai mari decât în cazul în care umiditatea nu este controlată . Rezultatele acestei analize comparative sunt prezentate sintetic în tabelul 9.3:

*Tabelul 9.3*

Anotimp	Felul instalației	Consum energie[KW]	Diferență cons energ%
Vara	Cu ctrl umidif	2.7+1.44	369
	Fără ctrl umidif	1.12	
Toamna	Cu ctrl umidif	8.3+0.072	469
	Fără ctrl umidif	1.824	

In consecință controlul umidității se va realiza numai în aplicații speciale, fiind neeconomică pentru cazurile uzuale. Astfel se alege o variantă de proiectare fără controlul umidității.

## 10. Calculul termic al instalației frigorifice

Schema de calcul a instalației frigorifice utilizate pentru condiționarea aerului este următoarea :

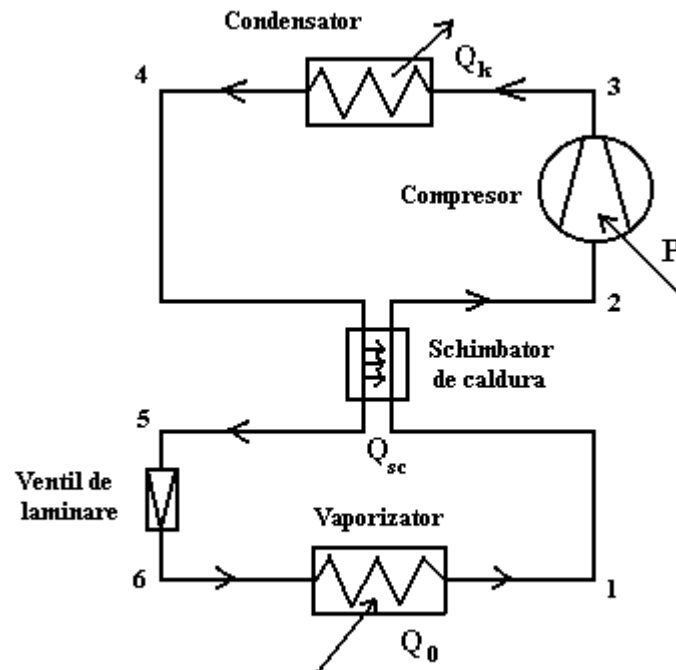


Fig.10.1 Schema de calcul a instalației frigorifice

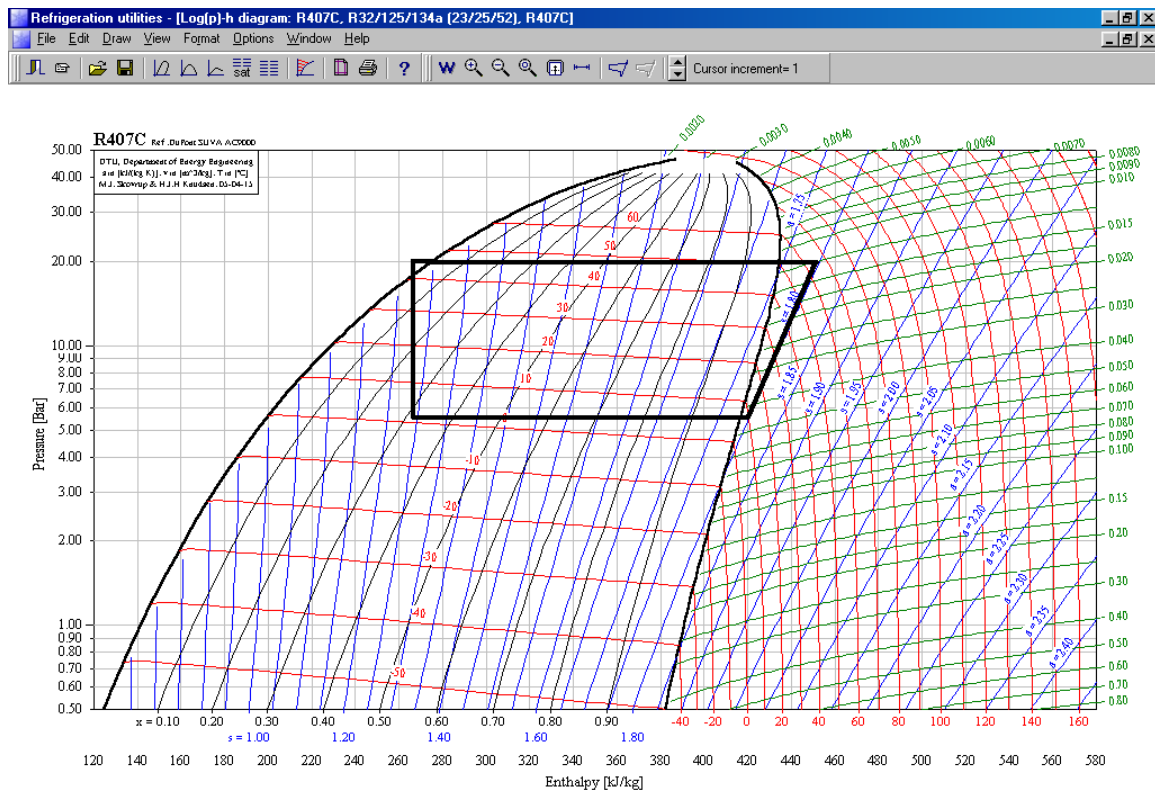


Fig.10.2 Diagrama log p-h pentru R407C

Principalele aparate componente ale instalației sunt :

- compresor
- condensator
- schimbător de căldură regenerativ
- ventil de laminare
- vaporizator

Ciclul de funcționare al instalației frigorifice :

- 1-2 supraîncălzire în schimbătorul de căldură ;proces izobar
- 2-3 comprimare considerată adiabatică
- 3-4 condensare ;proces izobar
- 4-5 subrăcire în schimbătorul de căldură ; proces izobar
- 5-6 laminare la entalpie constantă
- 6-1 vaporizare ; proces izobar

Pentru **alegerea agentului termic** cu care funcționează instalația frigorifică s-a efectuat o comparație între mai mulți freoni, după cum urmează :

Instalația funcționează cu freon R22

Sarcina termică a vaporizatorului este de 18[KW]

Temperatura de vaporizare va fi :  $t_0 = t_p - 1...2 = 9-2=7[°C]$

Temperatura de condensare va fi  $t_k = t_E + 15 = 30 + 15 = 45[°C]$

Supraîncălzirea va fi de 7[°C] iar subrăcirea de 5 [°C]

Instalația nu are schimbător intern de căldură.

Supraîncălzirea pe conducta de aspirație de 1 [K]

Căderile de presiune pe aspirație și refulare sunt de 0.5[K]

Randamentul izentropic al comprimării este de 0.7 %

Factorul de răcire al compresorului este de 10%

Calculule se vor realiza în CoolPack.

CYCLE SPECIFICATION					
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER	
$T_E [°C]$ : 7.0	$\Delta T_{SH} [K]$ : 7	$\Delta p_{SL} [K]$ : 0.5	No SGHX		0.30
$T_C [°C]$ : 45.0	$\Delta T_{SC} [K]$ : 5	$\Delta p_{DL} [K]$ : 0.5			
REFRIGERANT					
R22					
CYCLE CAPACITY					
Cooling capacity $\dot{Q}_E [kW]$	18	$\dot{Q}_E$ : 18 [kW]	$\dot{Q}_C$ : 22.01 [kW]	$\dot{m}$ : 0.1103 [kg/s]	$\dot{V}_G$ : 16.02 [m <sup>3</sup> /h]
COMPRESSOR PERFORMANCE					
Isentropic efficiency $\eta_{IS} [-]$	0.7	$\eta_{IS}$ : 0.700 [-]	$\dot{W}$ : 4.311 [kW]		
COMPRESSOR HEAT LOSS					
Heat loss factor $f_Q [%]$	10	$f_Q$ : 10.0 [%]	$T_2$ : 79.8 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS}$ : 0.4311 [kW]	
SUCTION LINE					
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL} [K]$	1.0	$\dot{Q}_{SL}$ : 103 [W]	$T_8$ : 15.0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$ : 1.0 [K]	
Calculate	Print	Help	Home	Auxiliary	State Points
				COP : 4.176	COP* : 4.200

Fig 10.3 Calculul în cazul freonului R22

.....

CYCLE SPECIFICATION					
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER	REFRIGERANT
$T_E$ [°C]:	<input type="text" value="7.0"/>	$\Delta T_{SH}$ [K]:	<input type="text" value="7"/>	$\Delta p_{SL}$ [K]:	<input type="text" value="0.5"/>
$T_C$ [°C]:	<input type="text" value="45.0"/>	$\Delta T_{SC}$ [K]:	<input type="text" value="5"/>	$\Delta p_{DL}$ [K]:	<input type="text" value="0.5"/>
				No SGHX	<input type="text" value="0.30"/>
				R22	
CYCLE CAPACITY					
Cooling capacity $\dot{Q}_C$ [kW]	<input type="text" value="3"/>	$\dot{Q}_E$ : 3 [kW]	$\dot{Q}_C$ : 3.669 [kW]	$\dot{m}$ : 0.01838 [kg/s]	$\dot{V}_S$ : 2.67 [m <sup>3</sup> /h]
COMPRESSOR PERFORMANCE					
Isentropic efficiency $\eta_{IS}$ [-]	<input type="text" value="0.7"/>	$\eta_{IS}$ : 0.700 [-]	$\dot{W}$ : 0.7184 [kW]		
COMPRESSOR HEAT LOSS					
Heat loss factor $f_Q$ [%]	<input type="text" value="10"/>	$f_Q$ : 10.0 [%]	$T_2$ : 79.8 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS}$ : 0.07184 [kW]	
SUCTION LINE					
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	<input type="text" value="1.0"/>	$\dot{Q}_{SL}$ : 17 [W]	$T_8$ : 15.0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$ : 1.0 [K]	
Calculate		Print	Help	Home	Auxiliary
		State Points	COP: 4.176		COP*: 4.200

Fig.10.4 Calculul în cazul feronului R22 vara

CYCLE SPECIFICATION					
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER	REFRIGERANT
$T_E$ [°C]:	<input type="text" value="15.0"/>	$\Delta T_{SH}$ [K]:	<input type="text" value="7"/>	$\Delta p_{SL}$ [K]:	<input type="text" value="0.5"/>
$T_C$ [°C]:	<input type="text" value="30.5"/>	$\Delta T_{SC}$ [K]:	<input type="text" value="5"/>	$\Delta p_{DL}$ [K]:	<input type="text" value="0.5"/>
				No SGHX	<input type="text" value="0.30"/>
				R22	
CYCLE CAPACITY					
Heating capacity $\dot{Q}_C$ [kW]	<input type="text" value="8.4"/>	$\dot{Q}_E$ : 7.73 [kW]	$\dot{Q}_C$ : 8.4 [kW]	$\dot{m}$ : 0.04182 [kg/s]	$\dot{V}_S$ : 4.81 [m <sup>3</sup> /h]
COMPRESSOR PERFORMANCE					
Isentropic efficiency $\eta_{IS}$ [-]	<input type="text" value="0.7"/>	$\eta_{IS}$ : 0.700 [-]	$\dot{W}$ : 0.6867 [kW]		
COMPRESSOR HEAT LOSS					
Heat loss factor $f_Q$ [%]	<input type="text" value="10"/>	$f_Q$ : 10.0 [%]	$T_2$ : 50.8 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS}$ : 0.06867 [kW]	
SUCTION LINE					
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	<input type="text" value="1.0"/>	$\dot{Q}_{SL}$ : 42 [W]	$T_8$ : 23.0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$ : 1.0 [K]	
Calculate		Print	Help	Home	Auxiliary
		State Points	COP: 11.258		COP*: 11.318

Fig.10.5 Calculul în cazul feronului R22 toamna

CYCLE SPECIFICATION								
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER		REFRIGERANT		
$T_E$ [°C]:	<input type="text" value="7.0"/>	$\Delta T_{SH}$ [K]:	<input type="text" value="7"/>	$\Delta p_{SL}$ [K]:	<input type="text" value="0.5"/>	No SGHX	<input type="text" value="0.30"/>	R134a
$T_C$ [°C]:	<input type="text" value="45.0"/>	$\Delta T_{SC}$ [K]:	<input type="text" value="5"/>	$\Delta p_{DL}$ [K]:	<input type="text" value="0.5"/>			
CYCLE CAPACITY								
Cooling capacity $\dot{Q}_C$ [kW]	<input type="text" value="3"/>	$\dot{Q}_E$ : 3 [kW]	$\dot{Q}_C$ : 3.666 [kW]	$\dot{m}$ : 0.01976 [kg/s]	$\dot{V}_S$ : 4.10 [m <sup>3</sup> /h]			
COMPRESSOR PERFORMANCE								
Isentropic efficiency $\eta_{is}$ [-]	<input type="text" value="0.7"/>	$\eta_{is}$ : 0.700 [-]	$\dot{W}$ : 0.7099 [kW]					
COMPRESSOR HEAT LOSS								
Heat loss factor $f_Q$ [%]	<input type="text" value="10"/>	$f_Q$ : 10.0 [%]	$T_2$ : 63.8 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS}$ : 0.07099 [kW]				
SUCTION LINE								
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	<input type="text" value="1.0"/>	$\dot{Q}_{SL}$ : 22 [W]	$T_8$ : 15.0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$ : 1.0 [K]				
<input type="button" value="Calculate"/>	<input type="button" value="Print"/>	<input type="button" value="Help"/>	<input type="button" value="Home"/>	<input type="button" value="Auxiliary"/>	<input type="button" value="State Points"/>	COP: 4.226	COP*: 4.256	

Fig.10.6 Calculul în cazul feronului R134a vara

CYCLE SPECIFICATION								
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER		REFRIGERANT		
$T_E$ [°C]:	<input type="text" value="15.0"/>	$\Delta T_{SH}$ [K]:	<input type="text" value="7"/>	$\Delta p_{SL}$ [K]:	<input type="text" value="0.5"/>	No SGHX	<input type="text" value="0.30"/>	R134a
$T_C$ [°C]:	<input type="text" value="30.5"/>	$\Delta T_{SC}$ [K]:	<input type="text" value="5"/>	$\Delta p_{DL}$ [K]:	<input type="text" value="0.5"/>			
CYCLE CAPACITY								
Heating capacity $\dot{Q}_C$ [kW]	<input type="text" value="8.4"/>	$\dot{Q}_E$ : 7.733 [kW]	$\dot{Q}_C$ : 8.4 [kW]	$\dot{m}$ : 0.04357 [kg/s]	$\dot{V}_S$ : 6.98 [m <sup>3</sup> /h]			
COMPRESSOR PERFORMANCE								
Isentropic efficiency $\eta_{is}$ [-]	<input type="text" value="0.7"/>	$\eta_{is}$ : 0.700 [-]	$\dot{W}$ : 0.6721 [kW]					
COMPRESSOR HEAT LOSS								
Heat loss factor $f_Q$ [%]	<input type="text" value="10"/>	$f_Q$ : 10.0 [%]	$T_2$ : 44.0 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS}$ : 0.06721 [kW]				
SUCTION LINE								
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	<input type="text" value="1.0"/>	$\dot{Q}_{SL}$ : 51 [W]	$T_8$ : 23.0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$ : 1.0 [K]				
<input type="button" value="Calculate"/>	<input type="button" value="Print"/>	<input type="button" value="Help"/>	<input type="button" value="Home"/>	<input type="button" value="Auxiliary"/>	<input type="button" value="State Points"/>	COP: 11.507	COP*: 11.583	

Fig.10.7 Calculul în cazul feronului R134a toamna

CYCLE SPECIFICATION								
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER		REFRIGERANT		
$T_E$ [°C]:	7.0	$\Delta T_{SH}$ [K]:	7	$\Delta p_{SL}$ [K]:	0.5	No SGHX	0.30	R407C
$T_C$ [°C]:	45.0	$\Delta T_{SC}$ [K]:	5	$\Delta p_{DL}$ [K]:	0.5			
CYCLE CAPACITY								
Cooling capacity $\dot{Q}_C$ [kW]	3	$\dot{Q}_E$ : 3 [kW]	$\dot{Q}_C$ : 3.694 [kW]	$\dot{m}$ : 0.01782 [kg/s]	$\dot{V}_S$ : 2.85 [m <sup>3</sup> /h]			
COMPRESSOR PERFORMANCE								
Isentropic efficiency $\eta_{is}$ [-]	0.7	$\eta_{is}$ : 0.700 [-]	$\dot{W}$ : 0.7456 [kW]					
COMPRESSOR HEAT LOSS								
Heat loss factor $f_Q$ [%]	10	$f_Q$ : 10.0 [%]	$T_2$ : 72.8 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS}$ : 0.07456 [kW]				
SUCTION LINE								
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	1.0	$\dot{Q}_{SL}$ : 18 [W]	$T_8$ : 15.0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$ : 1.0 [K]				
Calculate	Print	Help	Home	Auxiliary	State Points	COP: 4.024	COP*: 4.048	

Fig.10.8 Calculul în cazul feronului R407C vara

CYCLE SPECIFICATION								
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER		REFRIGERANT		
$T_E$ [°C]:	15.0	$\Delta T_{SH}$ [K]:	7	$\Delta p_{SL}$ [K]:	0.5	No SGHX	0.30	R407C
$T_C$ [°C]:	30.5	$\Delta T_{SC}$ [K]:	5	$\Delta p_{DL}$ [K]:	0.5			
CYCLE CAPACITY								
Heating capacity $\dot{Q}_C$ [kW]	8.4	$\dot{Q}_E$ : 7.723 [kW]	$\dot{Q}_C$ : 8.4 [kW]	$\dot{m}$ : 0.03921 [kg/s]	$\dot{V}_S$ : 4.88 [m <sup>3</sup> /h]			
COMPRESSOR PERFORMANCE								
Isentropic efficiency $\eta_{is}$ [-]	0.7	$\eta_{is}$ : 0.700 [-]	$\dot{W}$ : 0.6955 [kW]					
COMPRESSOR HEAT LOSS								
Heat loss factor $f_Q$ [%]	10	$f_Q$ : 10.0 [%]	$T_2$ : 47.6 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS}$ : 0.06955 [kW]				
SUCTION LINE								
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	1.0	$\dot{Q}_{SL}$ : 42 [W]	$T_8$ : 23.0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$ : 1.0 [K]				
Calculate	Print	Help	Home	Auxiliary	State Points	COP: 11.104	COP*: 11.165	

Fig.10.9 Calculul în cazul feronului R407C toamna



CYCLE SPECIFICATION					
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER	REFRIGERANT
$T_E$ [°C]:	7.0	$\Delta T_{SH}$ [K]:	7	$\Delta p_{SL}$ [K]:	0.5
$T_C$ [°C]:	45.0	$\Delta T_{SC}$ [K]:	5	$\Delta p_{DL}$ [K]:	0.5
				No SGHX	0.30
				R502	
CYCLE CAPACITY					
Cooling capacity $\dot{Q}_C$ [kW]	3	$\dot{Q}_E$ [kW]	3	$\dot{Q}_C$ [kW]	3.715
		$\dot{m}$ [kg/s]	0.02819		$\dot{V}_S$ [m <sup>3</sup> /h]
				2.70	
COMPRESSOR PERFORMANCE					
Isentropic efficiency $\eta_{is}$ [-]	0.7	$\eta_{is}$ [0.700 [-]	$\dot{W}$ [kW]		0.7559
COMPRESSOR HEAT LOSS					
Heat loss factor $f_Q$ [%]	10	$f_Q$ [10.0 [%]	$T_2$ [°C]	64.4	
				$\dot{Q}_{LOSS}$ [kW]	
				0.07559	
SUCTION LINE					
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	1.0	$\dot{Q}_{SL}$ [W]	$T_8$ [°C]	15.0	
				$\Delta T_{SH,SL}$ [K]	
				1.0	
Calculate	Print	Help	Home	Auxiliary	State Points
				COP: 3.969	
				COP*: 4.003	

Fig.10.10 Calculul în cazul feronului R502 vara

CYCLE SPECIFICATION					
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER	REFRIGERANT
$T_E$ [°C]:	15.0	$\Delta T_{SH}$ [K]:	7	$\Delta p_{SL}$ [K]:	0.5
$T_C$ [°C]:	30.5	$\Delta T_{SC}$ [K]:	5	$\Delta p_{DL}$ [K]:	0.5
				No SGHX	0.30
				R502	
CYCLE CAPACITY					
Heating capacity $\dot{Q}_C$ [kW]	8.4	$\dot{Q}_E$ [kW]	7.702	$\dot{Q}_C$ [kW]	8.4
		$\dot{m}$ [kg/s]	0.06019		$\dot{V}_S$ [m <sup>3</sup> /h]
				4.59	
COMPRESSOR PERFORMANCE					
Isentropic efficiency $\eta_{is}$ [-]	0.7	$\eta_{is}$ [0.700 [-]	$\dot{W}$ [kW]		0.6927
COMPRESSOR HEAT LOSS					
Heat loss factor $f_Q$ [%]	10	$f_Q$ [10.0 [%]	$T_2$ [°C]	44.1	
				$\dot{Q}_{LOSS}$ [kW]	
				0.06927	
SUCTION LINE					
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	1.0	$\dot{Q}_{SL}$ [W]	$T_8$ [°C]	23.0	
				$\Delta T_{SH,SL}$ [K]	
				1.0	
Calculate	Print	Help	Home	Auxiliary	State Points
				COP: 11.120	
				COP*: 11.206	

Fig.10.11 Calculul în cazul feronului R502 toamna

S-a ales R407C pentru că asigură cel mai mic debit masic al compresorului, cu toate că R407C necesită un consum de putere cu 4.79 % mai mare decât pentru R134a, cu 3.5% mai mare decât pentru R22, și cu 1.4% mai mic decât R502, conform tabelului 10.1 :

Tabelul 10.1

freon		Vt[m2.h	P [kw]	m[Kg/s]
R22	vara	2.67	0.7184	0.01838
	toamna	4.81	0.6867	0.04182
R134a	vara	4.10	0.7099	0.01976
	toamna	6.98	0.6721	0.04357
R407C	vara	2.85	0.7456	0.01782
	toamna	4.88	0.6955	0.03921
R502	vara	2.70	0.7559	0.02819
	toamna	4.59	0.6927	0.06019

### 10.1 Calculul instalației frigorifice

S-a ales o instalație cu schimbător de căldură regenerativ funcționând după un ciclu într-o treaptă cu agentul frigorific ecologic R407C.

.....

### 10.2 Determinarea parametrilor în stările caracteristice

Tabelul 10.2

Mărimea	t	p	V	h	s	x
Starea	[°C]	[bar]	[m <sup>3</sup> /Kg]	[Kj/Kg]	[Kj/KgK]	[-]
1	7	5.410	0.04471	417.89	1.792	-
2	16	5.410	0.04666	425.63	1.820	-
3	61	19.612	0.01245	447.32	1.785	-
4	45	19.612	0.00113	274.37	1.247	0.008
5	41	19.612	0.0001	266.66	1.223	-
6	1	5.410	0.01453	266.66	1.244	0.319

.....

### 10.3 Parametrii de performanță ai instalației :

.....

## **11. Calculul de proiectare al condensatorului**

Condensatorul este unul dintre cele mai importante schimbătoare de căldură dintr-o instalație frigorifică. În acesta are loc transferul termic de la vaporii supraîncălziți de agent frigorific la agentul termic de răcire, care în cazul de față este aerul, având o circulație forțată peste serpentinele condensatorului. Vaporii de agent frigorific sunt refuși de către compresor în distribuitorul de vapori de unde sunt distribuiți în serpentinele plane nervurate ale condensatorului. În urma transferului termic se produce condensarea agentului frigorific în interiorul țevilor, iar condensul se scurge gravitațional colectându-se într-un colector inferior de lichid care unește toate secțiunile la baza inferioară.

.....

### **Stabilirea regimului de temperaturi**

.....

### **Proprietățile termofizice ale agenților**

.....

### **Stabilirea debitelor**

.....

### **Stabilirea regimului de curgere**

.....

### **Calculul coeficienților de convecție**

.....

**Densitatea de flux termic**

.....

**Calculul constructiv**

.....

**Calculul conductelor și distribuitoarelor**

.....

**Calculul fluido-dinamic**

.....

**Gabaritul și masa aparatului**

.....

## 12. Calculul de proiectare al vaporizatorului (unitatea interioară)

### Introducere

Vaporizatorul este aparatul în care agentul frigorific fierbe pe baza căldurii preluate de la sursa rece, respectiv de la mediul răcit. În cadrul acestui aparat aerul se răcește, iar uneori se usucă, având o mișcare forțată, de aceea un aparat de acest tip se mai numește și răcitor de aer.

Scopul acestui aparat este de a răci aerul în diferite procese tehnologice, alimentare, (refrigerare, congelare), sau pentru condiționarea aerului, Răcirea se poate realiza la diferite temperaturi, cu umiditate relativă diferită, având loc fenomenul de depunere a umidității sub formă de zăpadă.

După modul de răcire a aerului, răcitoarele se pot grupa în trei categorii :

- răcitoare de aer prin suprafață (uscare)
- răcitoare de aer prin contact (umede)
- răcitoare de aer combinate

Cele mai utilizate sunt răcitoarele de aer prin suprafață în care aerul cedează căldură agentului frigorific sau agentului intermediar care curge prin interiorul țevilor. Aparatul prin țevile cărui curge agent frigorific se numește răcitor de aer cu acțiune directă și are rolul de vaporizator în instalațiile frigorifice.

Răcitoarele de aer prin suprafață se pot executa prin țevi netede sau nervurate. Nervurarea permite intensificarea transferului de căldură și o construcție mai simplă a aparatului.

Suprafețele nervurate pot fi : lamelare, nervurate prin înfășurare sau spiralate, prin roluire, sau cu nervure individuale presate. În cazul nervurării lamelare, o lamelă reprezintă o nervură comună pentru mai multe țevi. Nervurile fără guler se fac cu grosimi de 0.4...0.5 mm, din oțel moale, alamă sau duraluminiu. Există și nervuri cu guler ștanțat confecționat din aluminiu moale cu grosimi de 0.2...0.3 mm. Pasul nervurilor în aparatele care funcționează în regim de formare a zăpezii este de 8...15, uneori chiar 20...25 mm la aparatele de condiționare a aerului.

Ţevile răcitoarelor cu nervuri lamelare sunt din oțel pentru diametrele cuprinse între 18...25 mm și din cupru pentru diametrele mai mici 8...16 mm. În cazul utilizării țevilor și nervurilor din oțel, pentru îmbunătățirea contactului dintre nervură și țeavă, după asamblare, se supun zincării la cald, metodă ce reprezintă avantajul că realizează protecție anticorozivă a suprafețelor exterioare, dar și dezavantajul unui cost ridicat al materialului necesar zincării.

### Calculul termic și constructiv

.....

**Determinarea coeficientului de convecție termică la exterior**

.....

**Calculul constructiv**

.....

### **13.Calculul de alegere a compresorului**

.....

Se alege un compresor cu piston tip 2EC-4.2 de la firma Bitzer. Caracteristicile tehnice ale compresorului sunt prezentate mai jos.



Fig.13.1 Compresor

Technical data :

Displacement (1450 RPM 50Hz)	22.72m <sup>3</sup> /h
Displacement (1750 RPM 60Hz)	27.42m <sup>3</sup> /h
No. of cylinder x bore x stroke	4 x 46mm x 39.3mm
Motor voltage (more on request)	380...420V Y/3/50Hz
Max. running current	10.7A
Starting current (Rotor locked)	47.0A Y
Weight	84Kg
Max. pressure (LP/HP)	19 / 28 bar
Connection suction line	28 mm – 1 1/8"
Connection discharge line	16 mm – 5/8"
Connection cooling water	-
Oil type R134a/R404A/R507A/R407C	tc<55°C : BSE32/tc>55°C: BSE55(Option)
Oil type R22 (R12/R502)	B5.2(Standard)
Oil charge	2.00dm <sup>3</sup>
Crankase heater	0...120 W PTC (Option)
Oil pressure monitoring	-
Oil service valve	-
Discharge gas temp. protection	Option
Motor protection	INT69V/7-II
Enclosure class	IP65
Start unloading	Option
Capacity control	100-50%(Option)
Additional fan	Option
Water-cooled cylinder heads	-
CIC System	-
Vibration dampers	Standard

## 14. Calculul de alegere a schimbătorului de căldură regenerativ

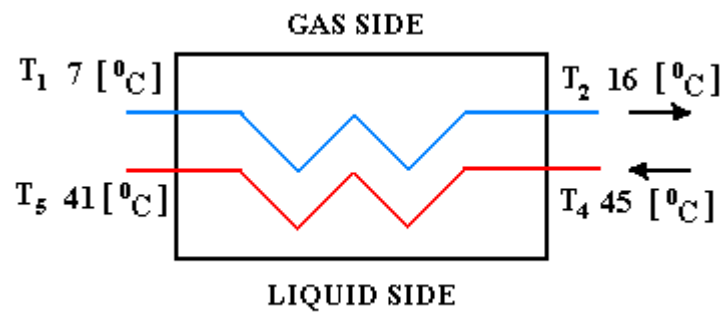


Fig.14.1 Schimbător de căldură regenerativ

.....

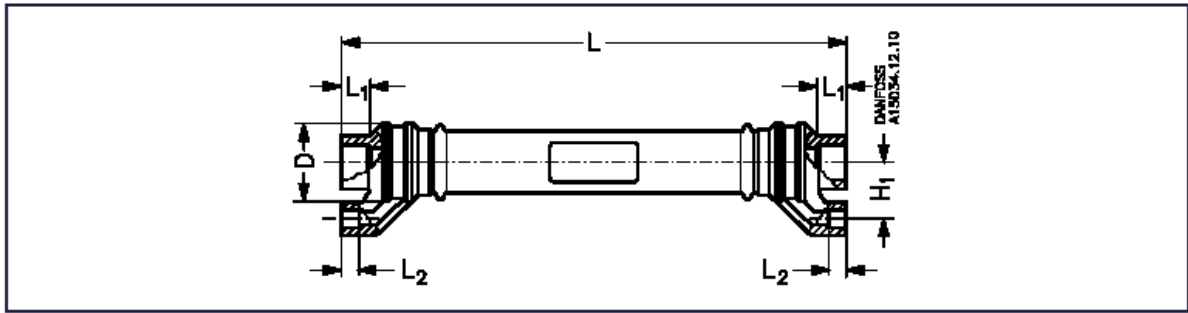
Se alege un schimbător de căldură regenerativ de tip țevă în țevă de la firma Danfoss.  
Schimbător HE cu  $k \cdot S = 42 [W / ^\circ C]$ .

.....



Fig.14.3 Schimbător de căldură regenerativ de tip HE 4.2





Type	$H_1$ mm	$L$ mm	$L_1$ mm	$L_2$ mm	$\varnothing D$ 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

Type	Volume	
	Outer chamber $\text{cm}^3$	Inner chamber $\text{cm}^3$
HE 0.5	8.5	23.0
HE 1.0	25.0	45.0
HE 1.5	40.0	100.0
HE 4.0	80.0	260.0
HE 8.0	175.0	475.0

Fig.14.4 Schimbator de caldura-technical data

## **15.Schema de automatizare**

### **15.1 Menținerea presiunii de condensare peste o valoare minimă admisă**

Scăderea presiunii de condensare înrăutățește alimentarea cu lichid prin ventulul de laminare a vaporizatorului, presostatul de joasă presiune detectează scăderea presiunii și oprește motorul compresorului. Pentru a evita unele defecțiuni în instalație presostatul de înaltă presiune pornește și cel de-al doilea ventilator pentru a menține constantă presiunea de condensare.

Automatizarea prezentată este valabilă în cazul unei singure camere.Pentru amplasamentul nostru instalația este oprită numai în situația în care s-a atins temperatura stabilită în toate camerele. Atunci cand într-o cameră temperatura a atins limita stabilită electroventilul oprește alimentarea cu lichid a unității interioare din acea cameră, instalația funcționand în continuare.

Pe timp de toamnă (și iarnă) circuitul agentului frigorific se inversează, vaporizatorul devine condensator, iar subrăcitorul regenerativ este scos din funcțiune, lichidul circuland prin niște conducte care ocolesc schimbătorul.

### **15.2Reglarea temperaturii în spațiile climatizate**

Reglarea temperaturii în camere se realizează prin intermediul termostatelor montate în spațiile climatizate.

Termostatele comandă o clapetă care deplasându-se modifică secțiunea de intrare a aerului condiționat în camere. Cand temperatura în cameră scade sub valoarea stabilită termostatul închide clapeta iar când temperatura în cameră crește termostatul deschide clapeta.

### **15.3 Reglarea gradului de supraîncălzire în vaporizator**

Reglarea supraîncălzirii vaporilor se face cu ajutorul ventilului de laminare termostatic.

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 7K.

### **15.4 Pornirea și oprirea compresorului**

Dacă toate clapetele sunt închise, adică imobilul nu mai are nevoie de aer condiționat, atunci se închide un electroventil montat pe intrarea în vaporizator.

Dacă este închis electroventilul, atunci compresorul vacuumează vaporizatorul și scade presiunea de vaporizare. Această scădere a presiunii este sesizată de către presostatul de joasă presiune care comandă oprirea compresorului.

Dacă se deschide VEM, vaporizatorul este alimentat cu lichid, se produc vapori în vaporizator, deci crește temperatura de vaporizare având loc pornirea compresorului de către presostatul de joasă presiune

## 16. Calculul economic

În cadrul acestui capitol se face o analiză a situațiilor în care instalația nu funcționează la capacitate maximă și a influenței sale asupra costurilor economice.

Pentru realizarea acestui calcul s-a folosit modulul Cool Tools Evaluation al programului Cool Pack cu ajutorul căruia se poate studia influența unor parametri ai instalației – putere frigorifică, temperatura aerului de intrare în condensator – asupra consumului de energie.

Interfața acestui modul este alcătuită din trei submodule :

1. „Process specification for present situation ” ne prezintă caracteristicile de funcționare ale aparatelor componente ale instalației;
2. „State points” care ne prezintă parametrii de stare;
3. „Changes” care ne prezintă modificările unor parametri, precum și economiile anuale de energie electrică și de bani în diferite monede europene, precum și în dolari.

The screenshot displays the 'PROCESS SPECIFICATION FOR PRESENT SITUATION' window in the EES software. The interface is organized into several sections with input fields and calculated parameters:

- EVAPORATOR:** Evaporation temperature ( $T_E$ ) is 7.0 °C, with a superheat ( $\Delta T_{SH}$ ) of 7 K. The air/water entering temperature is 30 °C. The evaporating pressure ( $p_E$ ) is 576.2 kPa, and the UA-value is 1.304 kW/K. A note states: 'NOTE: Evaporating pressure = suction pressure'.
- CONDENSER:** Condensing temperature ( $T_C$ ) is 45 °C, with a subcooling ( $\Delta T_{SC}$ ) of 5 K. The air/water entering temperature is 30.0 °C. The condensing pressure ( $p_C$ ) is 1732 kPa, and the UA-value is 2.428 kW/K. A note states: 'NOTE: Condensing pressure = discharge pressure'.
- SUCTION GAS HEAT EXCHANGER (SGHX):** Set to 'No SGHX', with a temperature  $T_4$  of 34.9 °C and efficiency  $\eta_T$  of 0.00.
- REFRIGERANT:** R407C is selected.
- CYCLE CAPACITY:** Cooling capacity ( $\dot{Q}_C$ ) is 30 kW. Other parameters include  $\dot{Q}_E$ : 30.00 kW,  $\dot{V}_S$ : 28.35 m<sup>3</sup>/h,  $\dot{m}$ : 0.178 kg/s, and  $\eta_{VOL}$ : 0.567.
- COMPRESSOR PERFORMANCE:** Isentropic efficiency ( $\eta_{IS}$ ) is 0.8. Calculated values include  $\eta_{IS}$ : 0.800,  $\dot{W}$ : 6.43 kW, and Displacement rate ( $\dot{V}_D$ ): 50 m<sup>3</sup>/h.
- COMPRESSOR HEAT LOSS:** Heat loss factor ( $f_Q$ ) is 10%. Calculated values include  $f_Q$ : 10.0%,  $T_2$ : 70.0 °C, and  $\dot{Q}_{LOSS}$ : 0.64 kW.
- COMPRESSOR INLET TEMPERATURE:**  $T_1$  is 18.1 °C, and  $\Delta T_{SH,SL}$  is 4.1 K.

At the bottom, there are buttons for 'Calculate', 'Print', 'Help', 'Home', 'State Points', and 'Changes'. The calculated COP is 4.662, and COP\* is 4.760.

Fig.16.1a Calculul economic al instalației

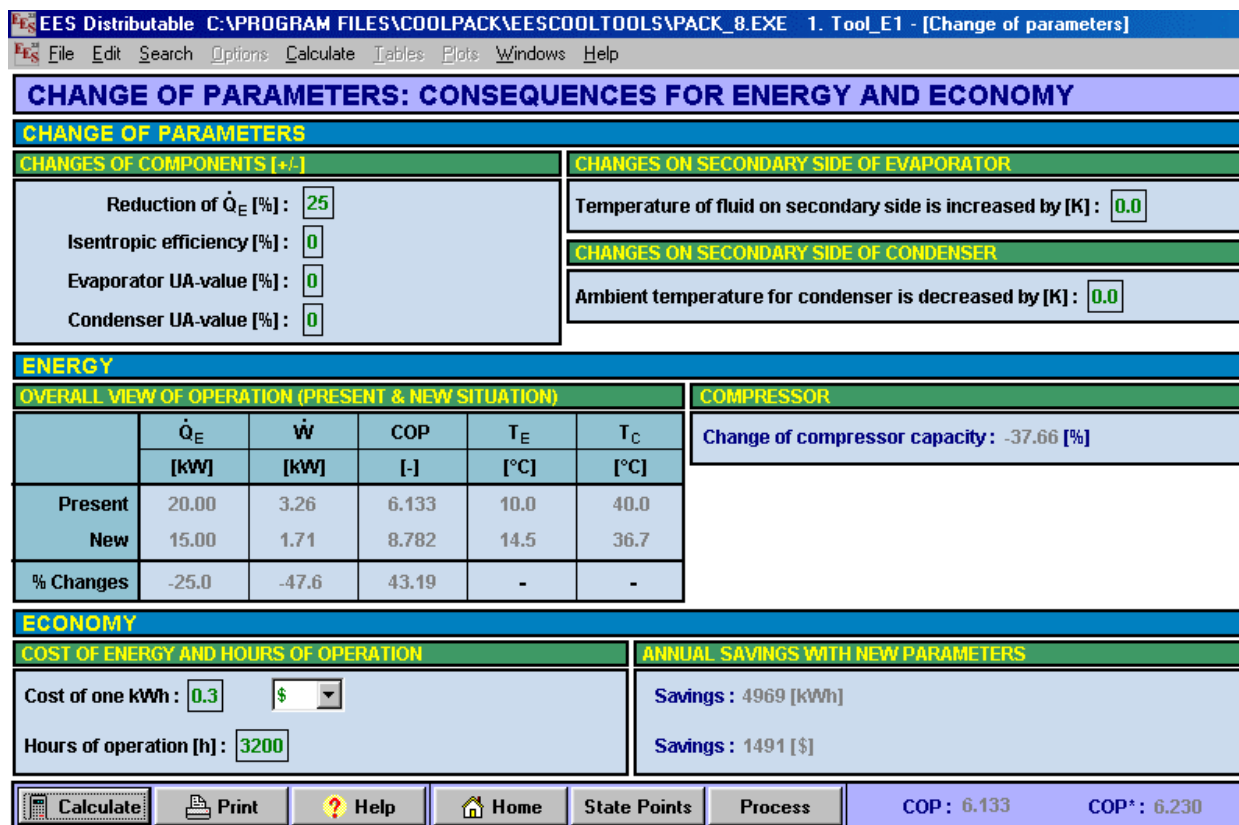


Fig 16.1b Calculul economic al instalației

### Influența scăderii puterii frigorifice asupra consumului de energie

S-au luat în calcul scăderi ale puterii frigorifice cuprinse între 5 și 22, datorate faptului că casa nu este ocupată tot timpul zilei.

Rezultatele calculului sunt prezentate sub forma unui grafic în care se poate vedea influența scăderii puterii frigorifice asupra energiei consumate și asupra costului acesteia.

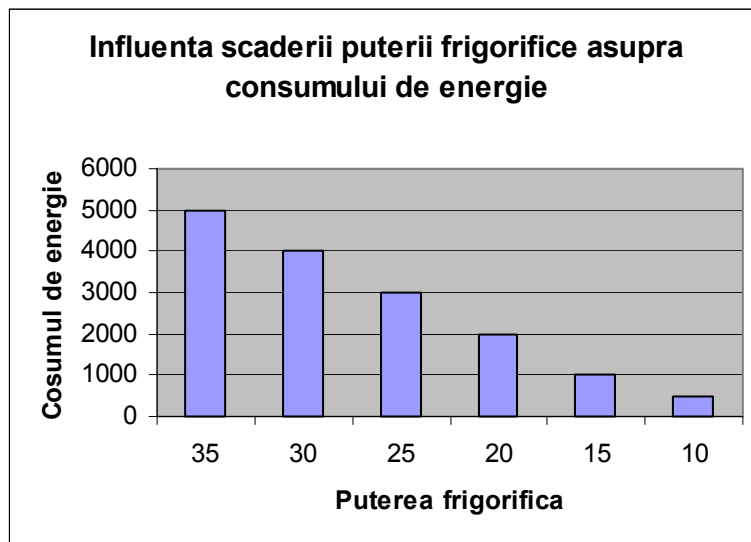


Fig.16.2 Influența scăderii puterii frigorifice asupra consumului de energie

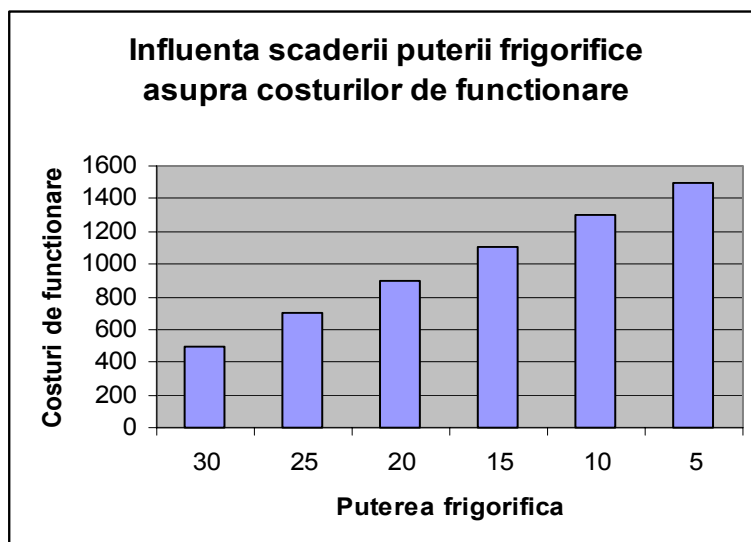


Fig.16.3 Influența scăderii puterii frigorifice asupra costurilor de funcționare

## Influența scăderii temperaturii aerului cu care este răcit condensatorul

În perioadele de primăvară, toamnă și chiar unele perioade din vară, temperatura aerului de răcire scade sub valoarea luată în calcul pentru proiectarea instalației. Acest lucru duce la o scădere a consumului de energie și implicit a costurilor de funcționare a instalației. Aceste aspecte sunt prezentate sub formă grafică.

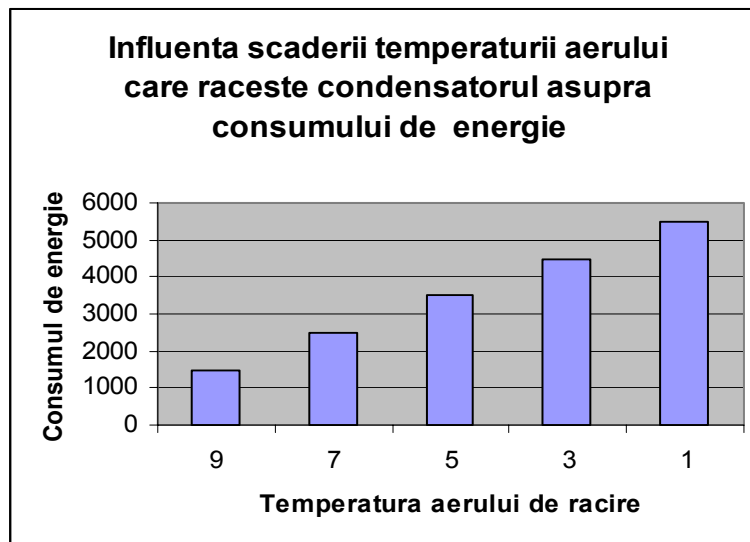


Fig.16.4 Influența scăderii temperaturii aerului care răcește condensatorul asupra consumului de energie

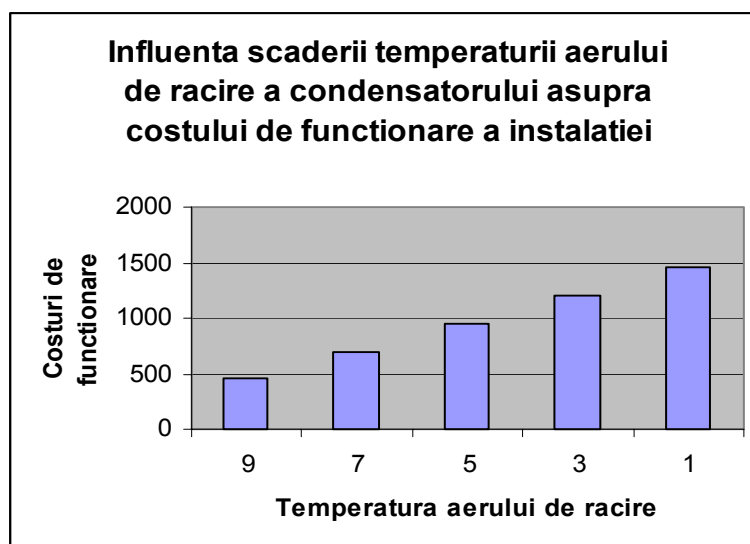


Fig.16.5 Influența scăderii temperaturii aerului de răcire a condensatorului asupra costului de funcționare a instalației

## 18. Descrierea instalației proiectate

Pentru a vedea părțile componente ale instalației, izolațiile, casa, precum și felul în care au fost montate acestea , s-au efectuat o serie de desene, în programul Autodesk Inventor R3, după cum urmează :

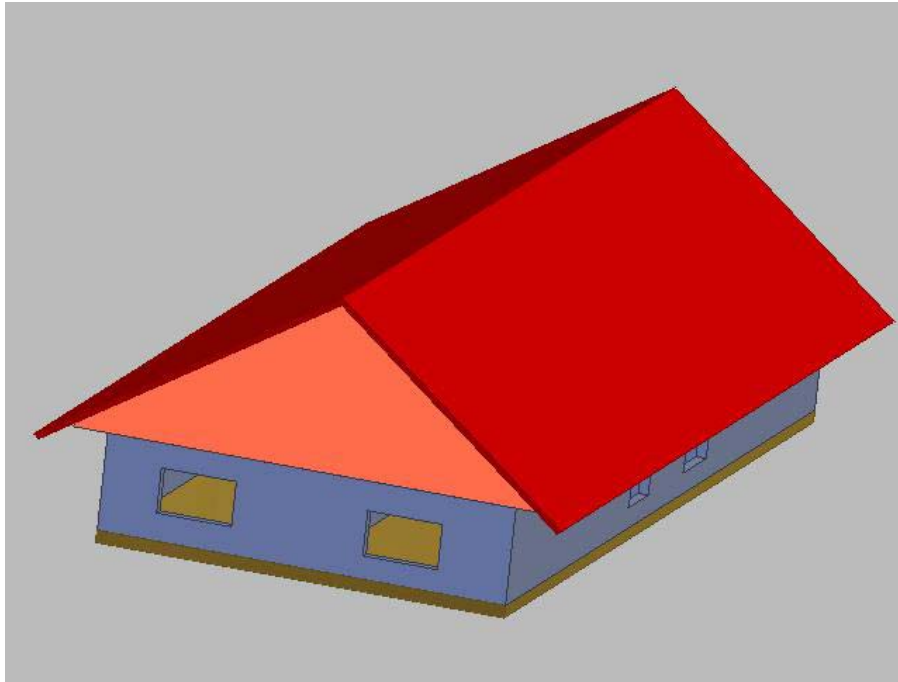


Fig.18.1.a Prezentarea imobilului



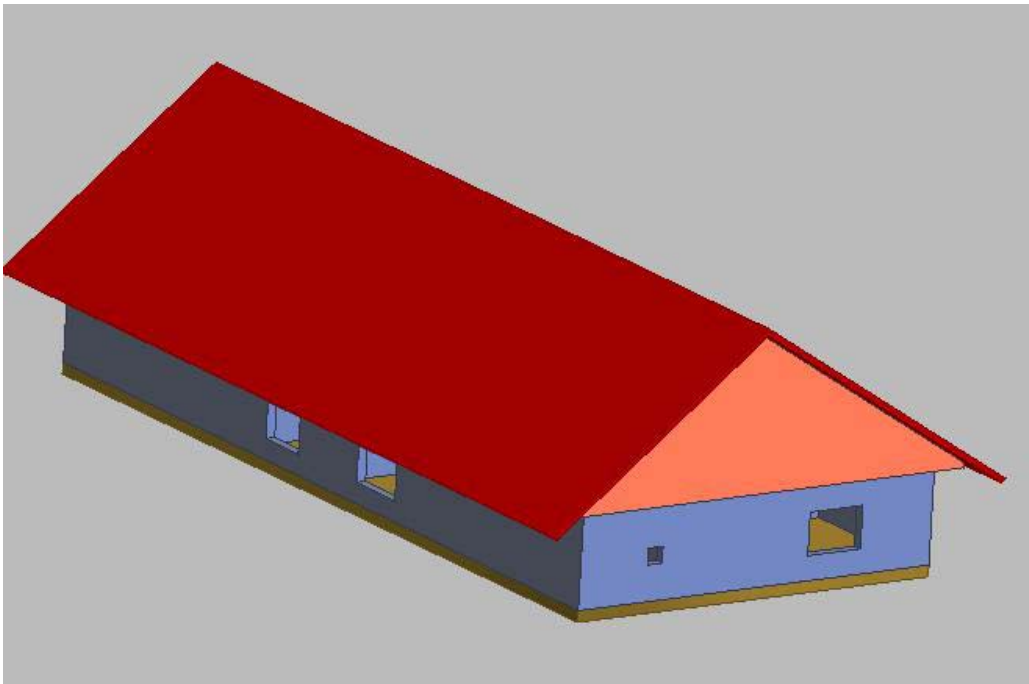


Fig.18.1 b Prezentarea imobilului

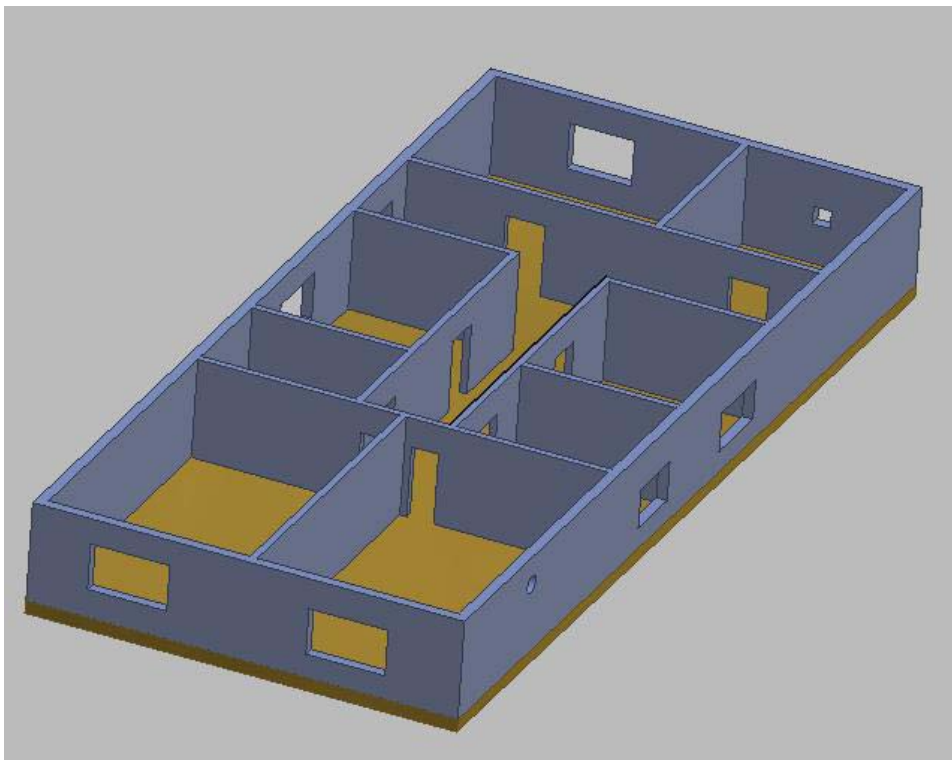


Fig.18.1 c Prezentarea imobilului

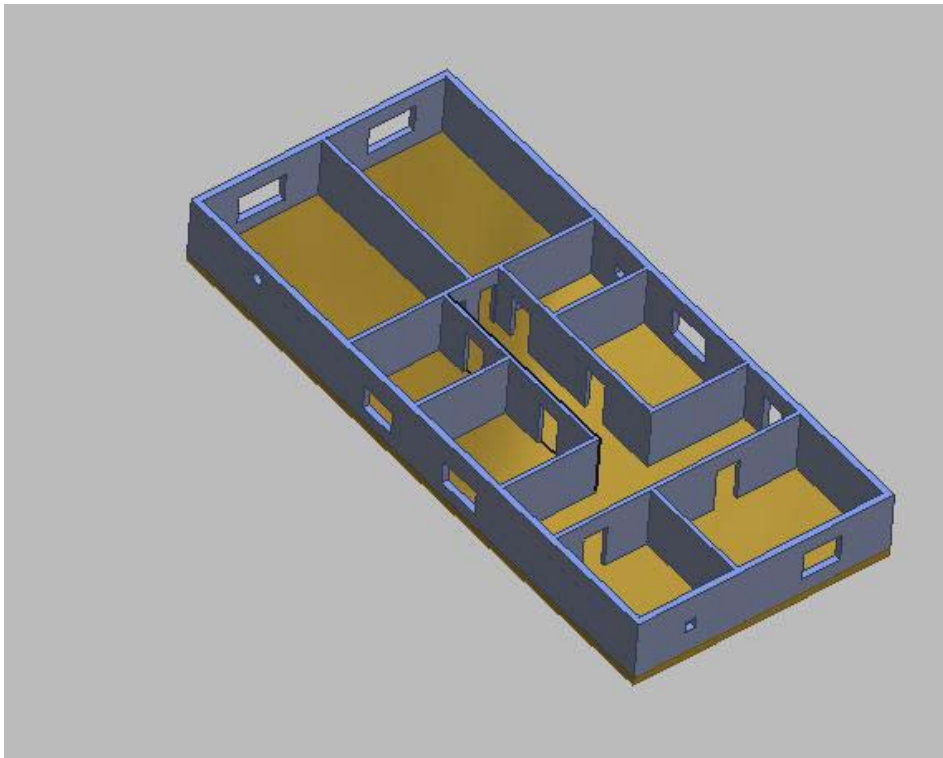


Fig.18.1d Prezentarea imobilului

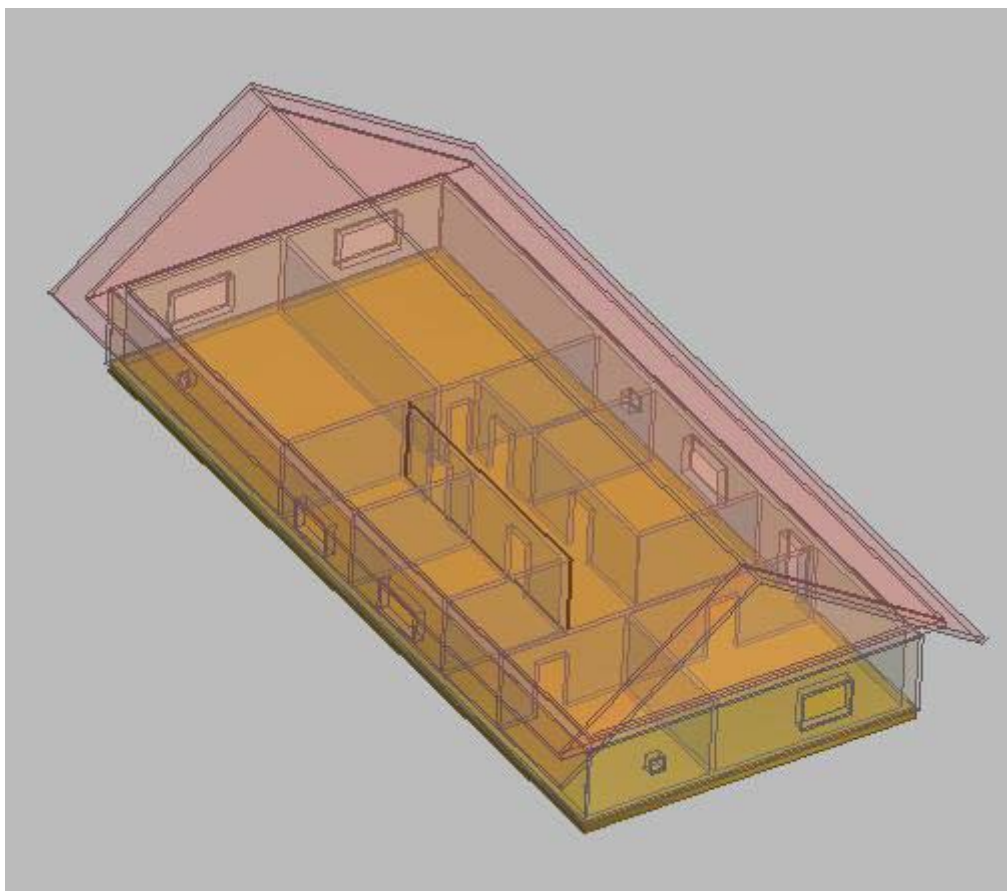


Fig.18.2 a Amplasarea elementelor componente ale casei-podea

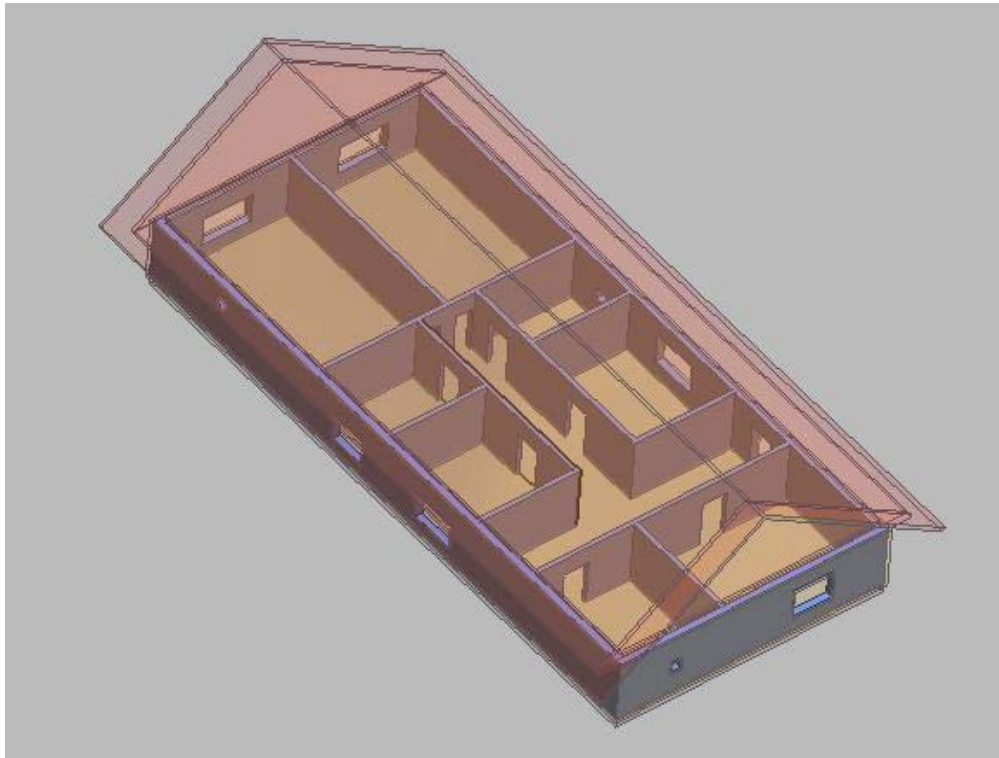


Fig.18.2 b Amplasarea elementelor componente ale casei-pereti

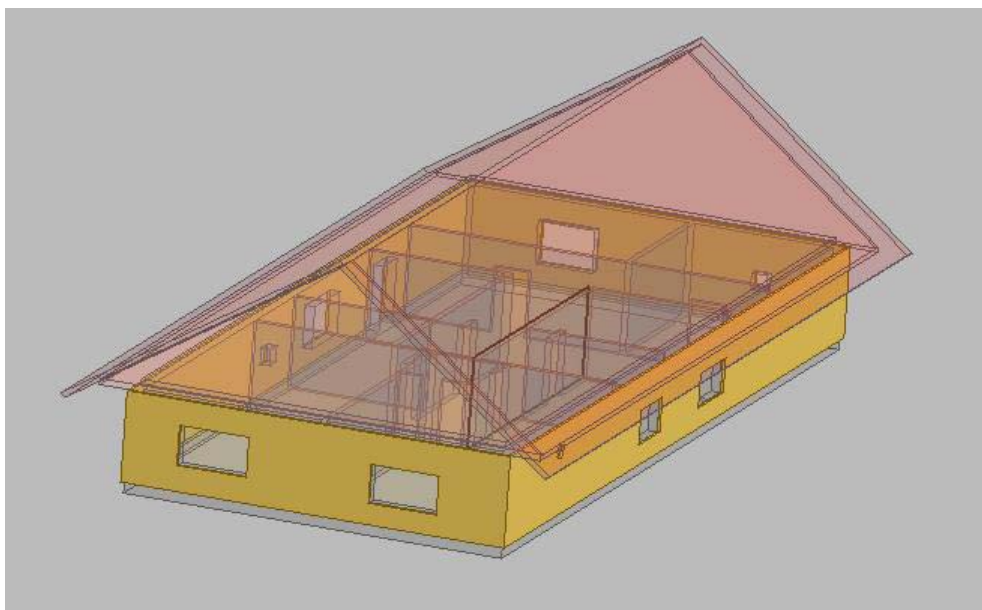


Fig.18.2 c Amplasarea elementelor componente ale casei-izolație pereți

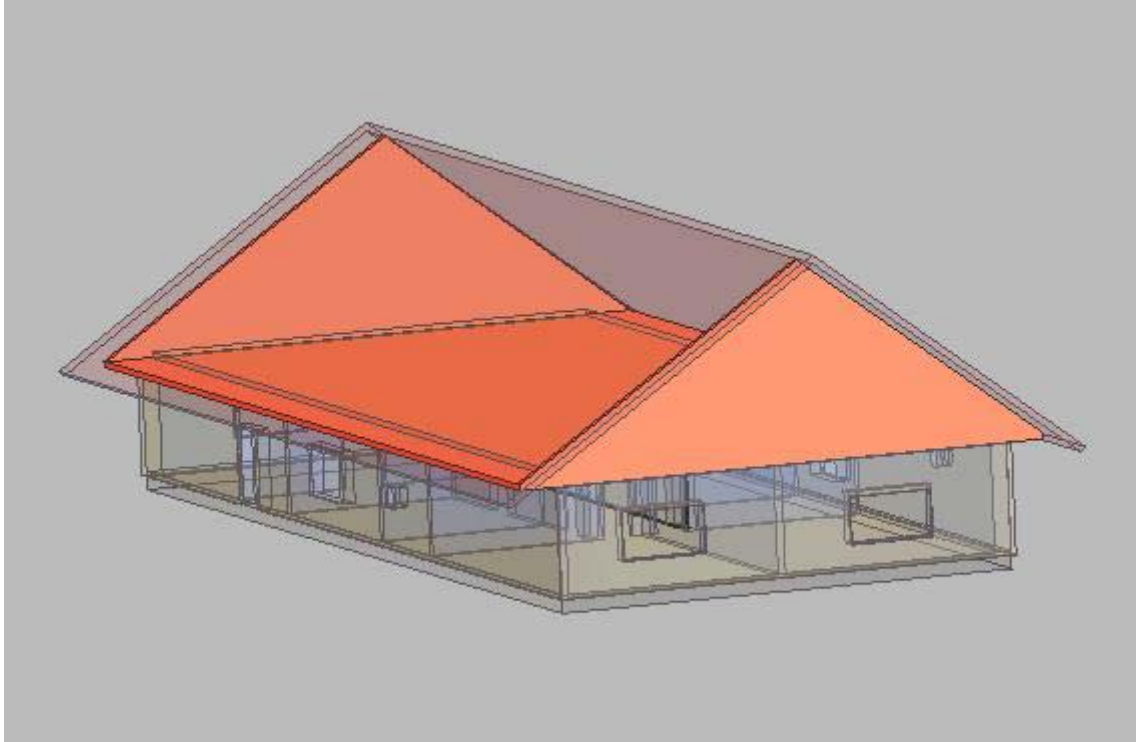


Fig.18.2 d Amplasarea elementelor componente ale casei-tavan



Fig.18.2 e Amplasarea elementelor componente ale casei-izolație tavan

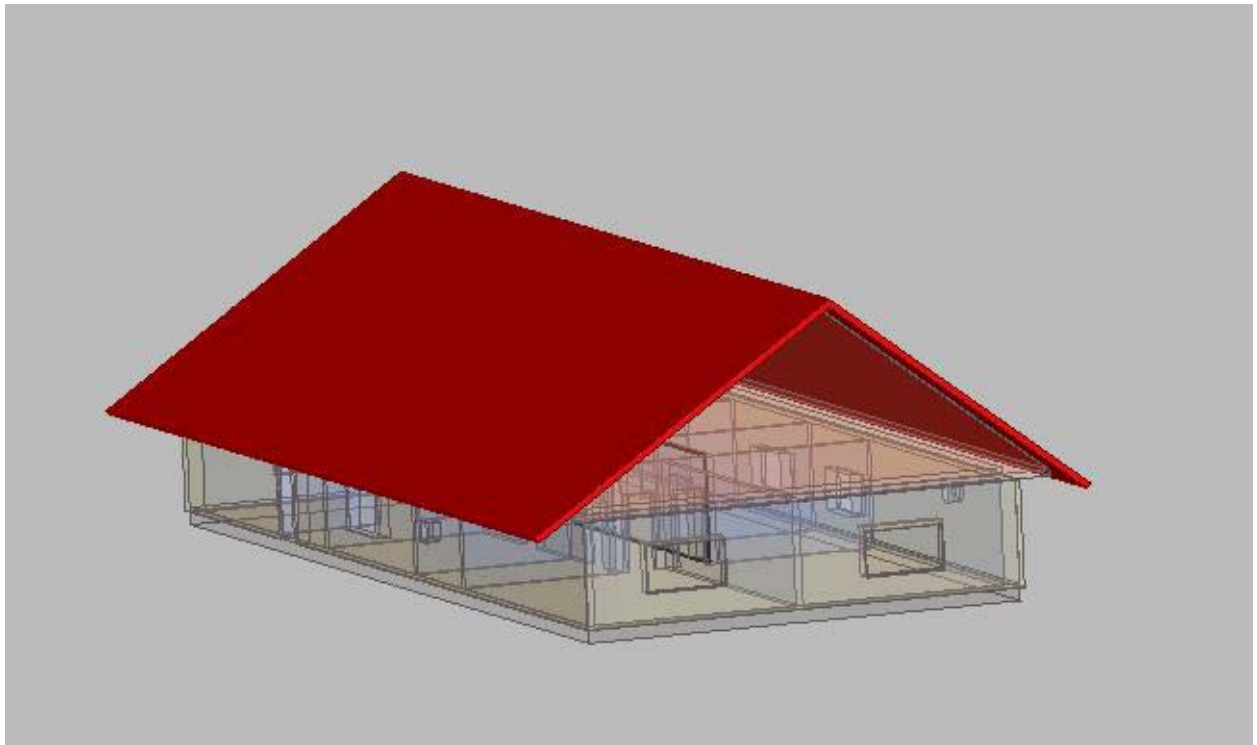


Fig.18.2 f Amplasarea elementelor componente ale casei-acoperiș

### Părțile componente ale instalației

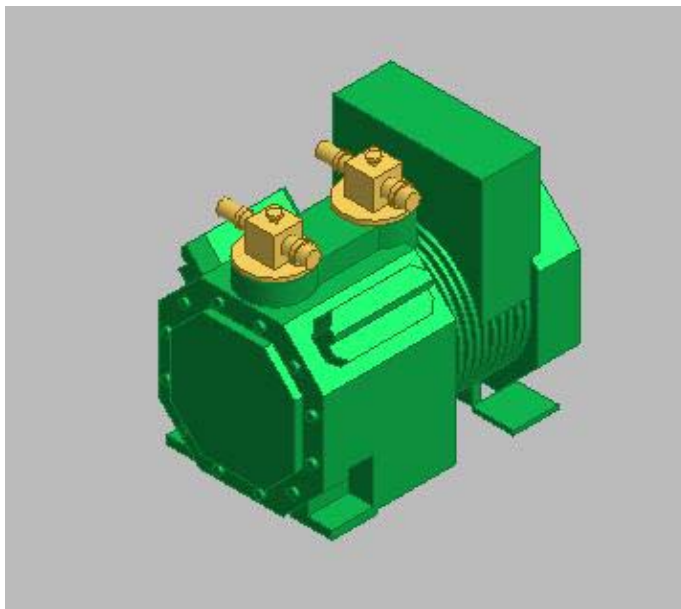


Fig.18.3 a-compresorul

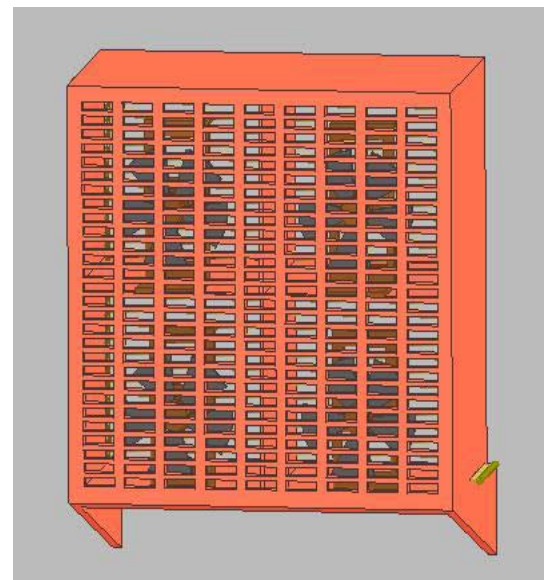


Fig.!8.3 b-condensatorul

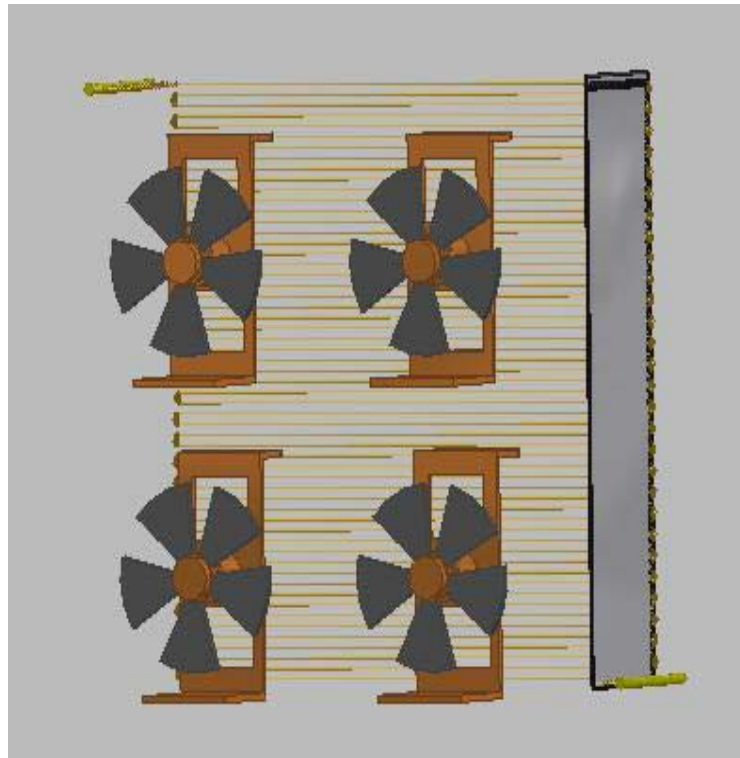


Fig.18.3 c-condensatorul

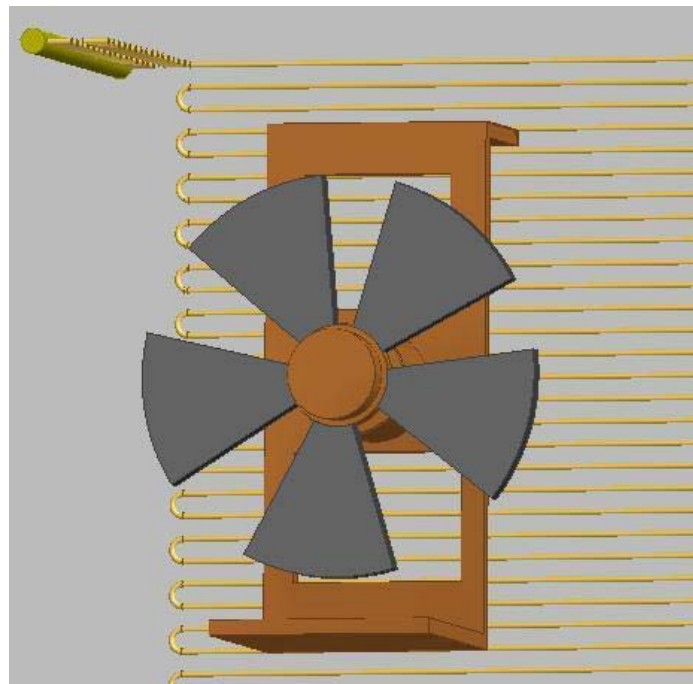


Fig.18.3.d-ventilatorul

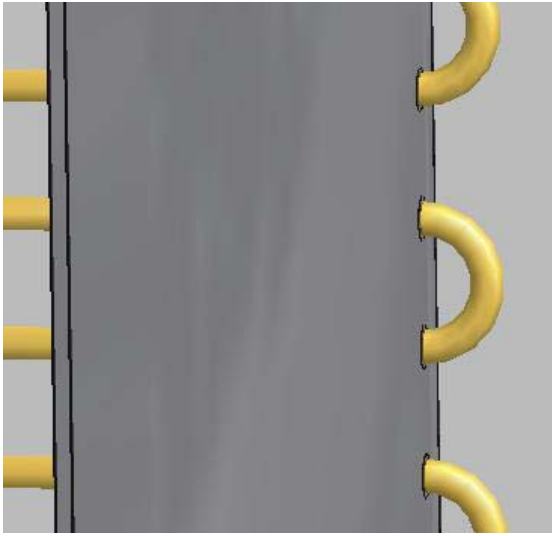


Fig.18.3.e-lamele și tevi

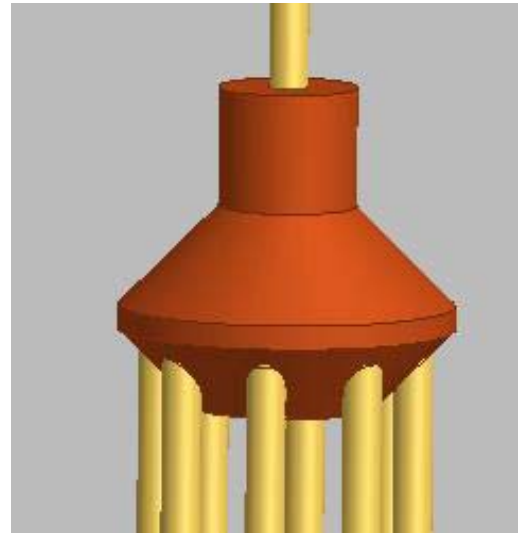
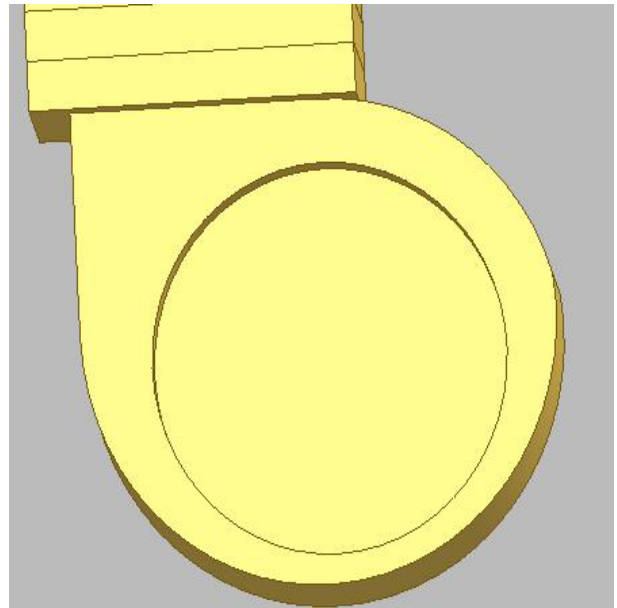


Fig.18.3 f-distribuatorul



Fig 18.3.g-ventil de laminare



Fig,18.3.h-ventilator centrifugal

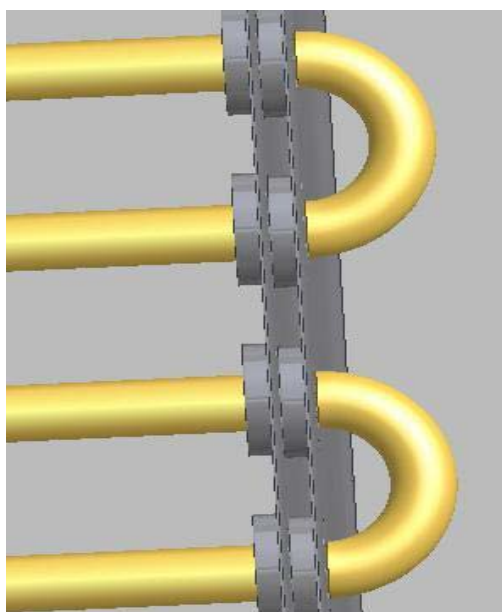


Fig.18.3 i-lamele

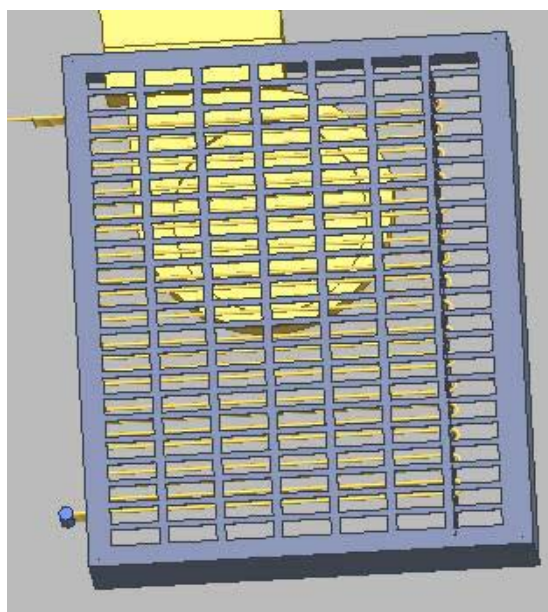


Fig.18.3.j-vaporizator

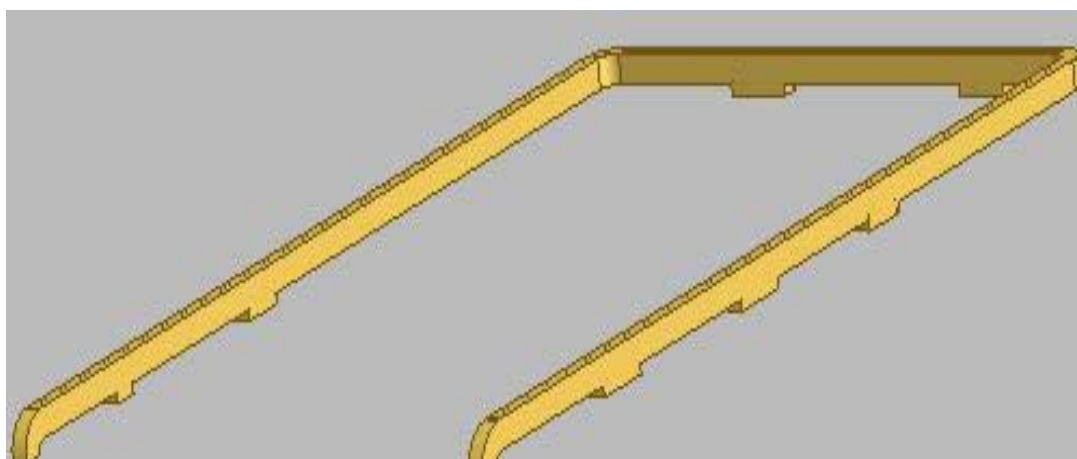


Fig.18.3.k-conductă de aer



Fig.18.3. l-regenerator

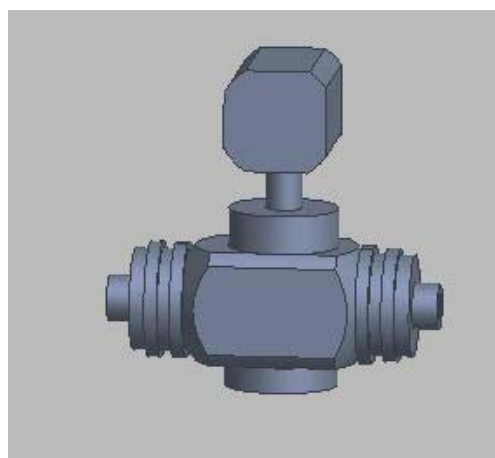


Fig.18.3.m-electroventil



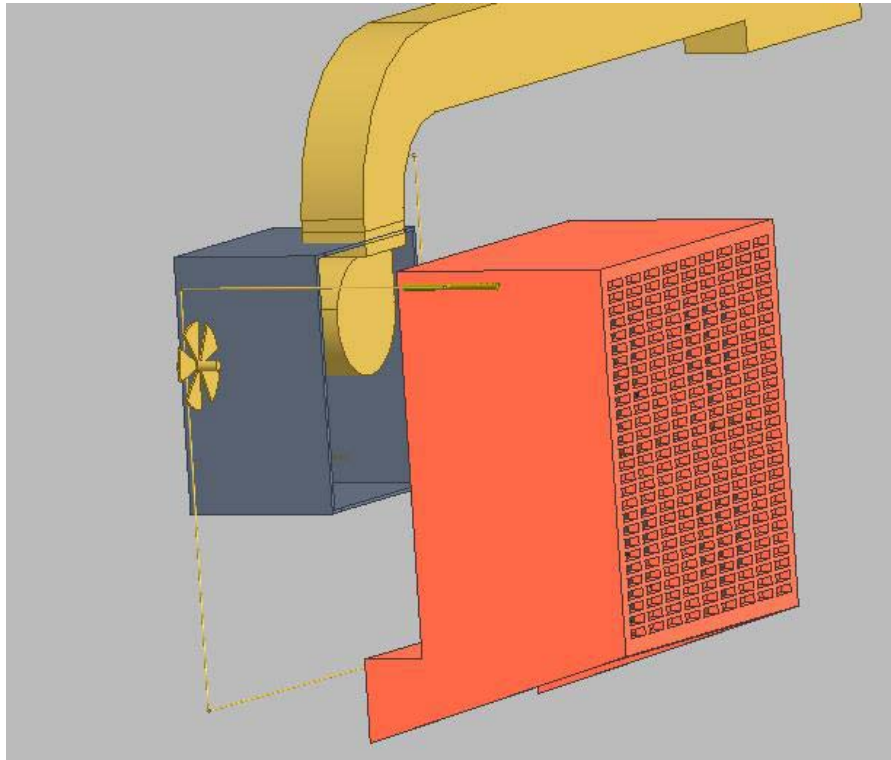


Fig 18.4 a-Instalația

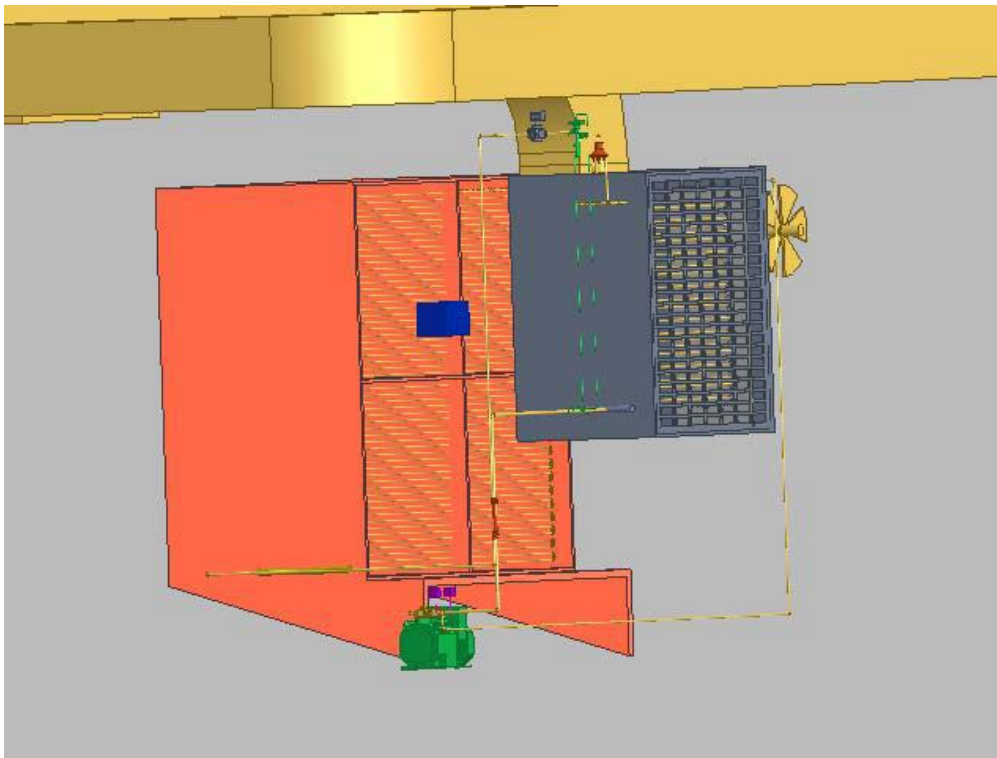


Fig 18.4 b-Instalația

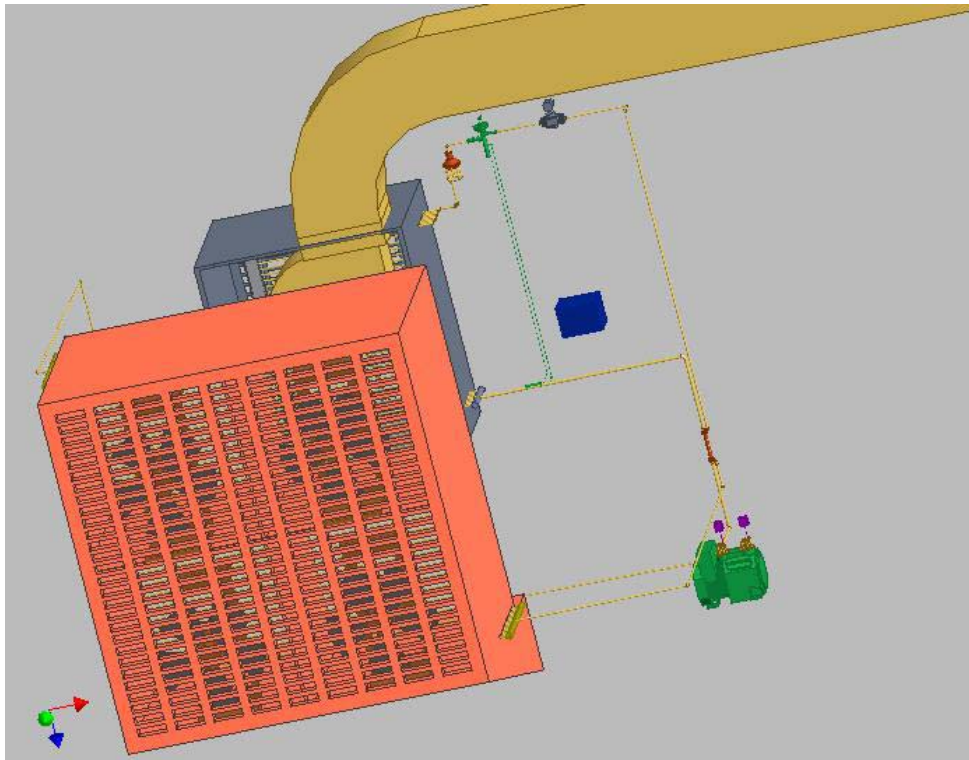


Fig 18.4 c-Instalația

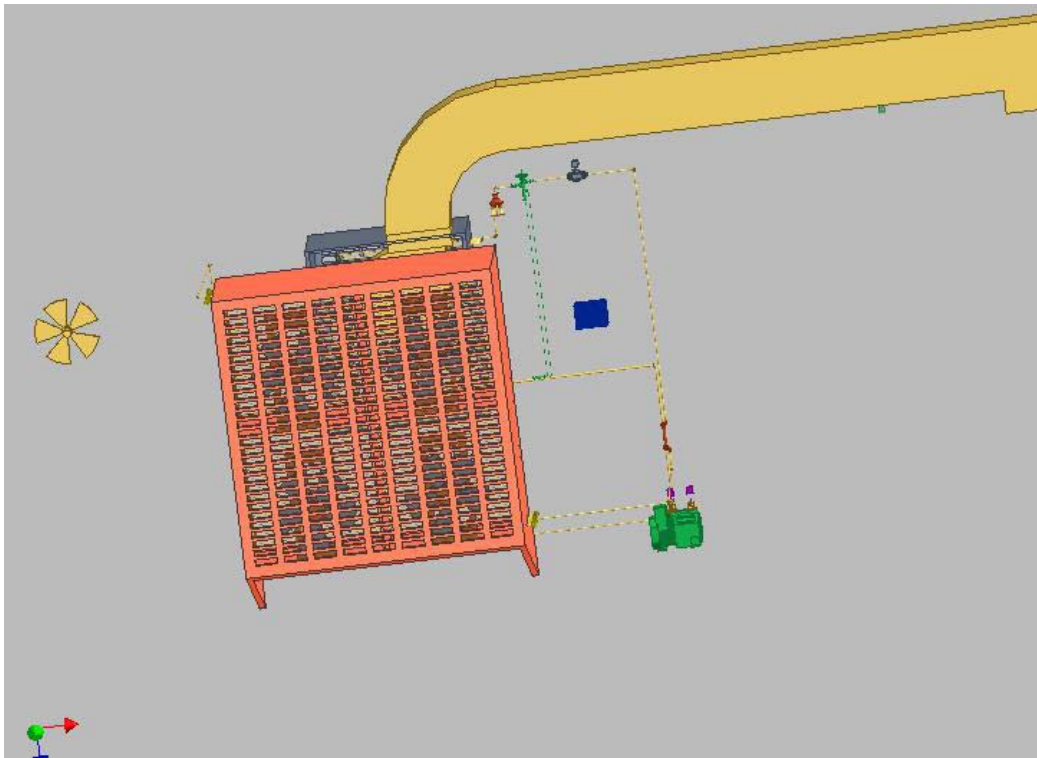


Fig 18.4 d-Instalația

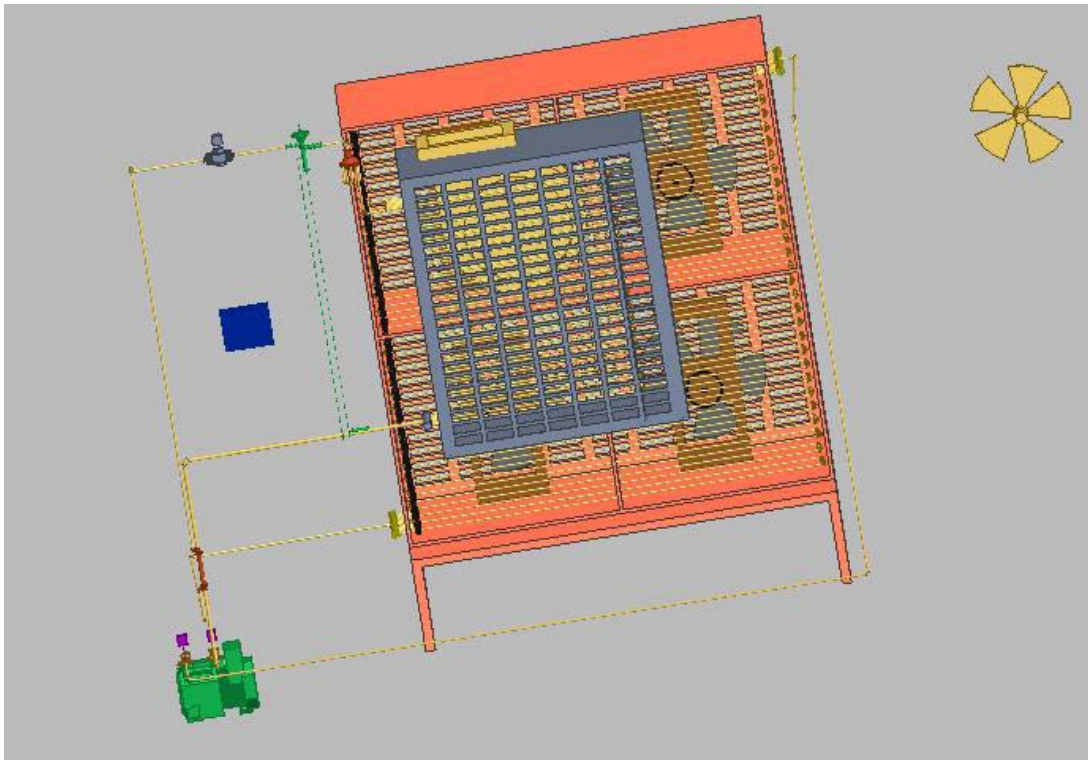


Fig 18.4 e-Instalația

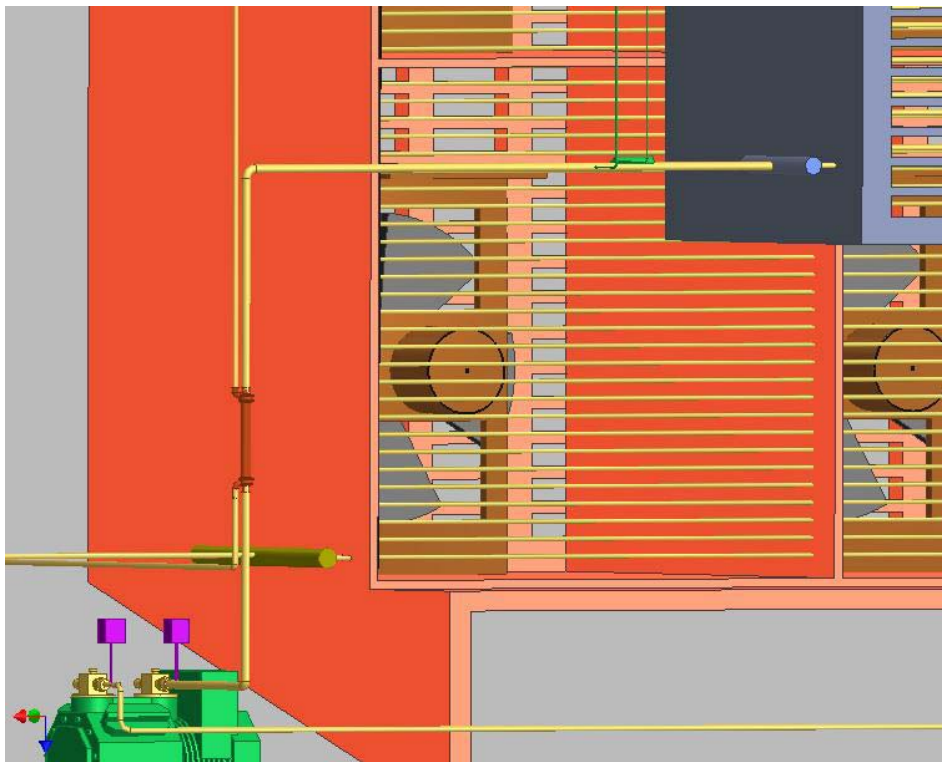


Fig 18.4 f-Instalația

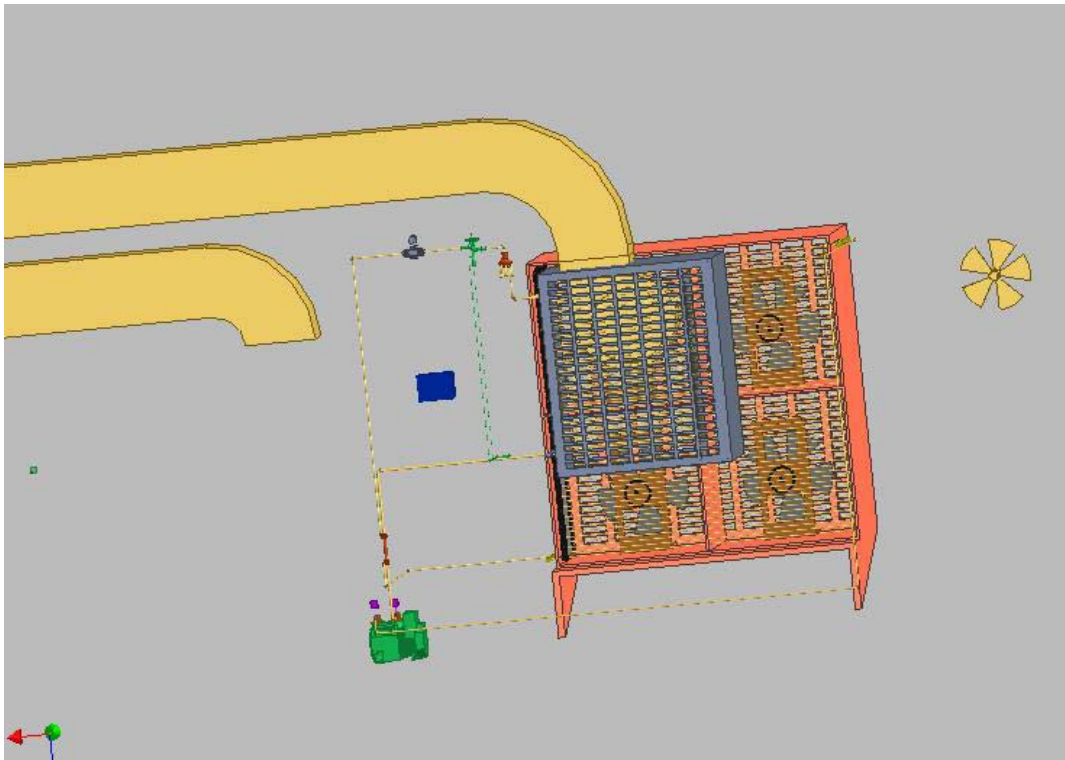


Fig 18.4g-Instalația

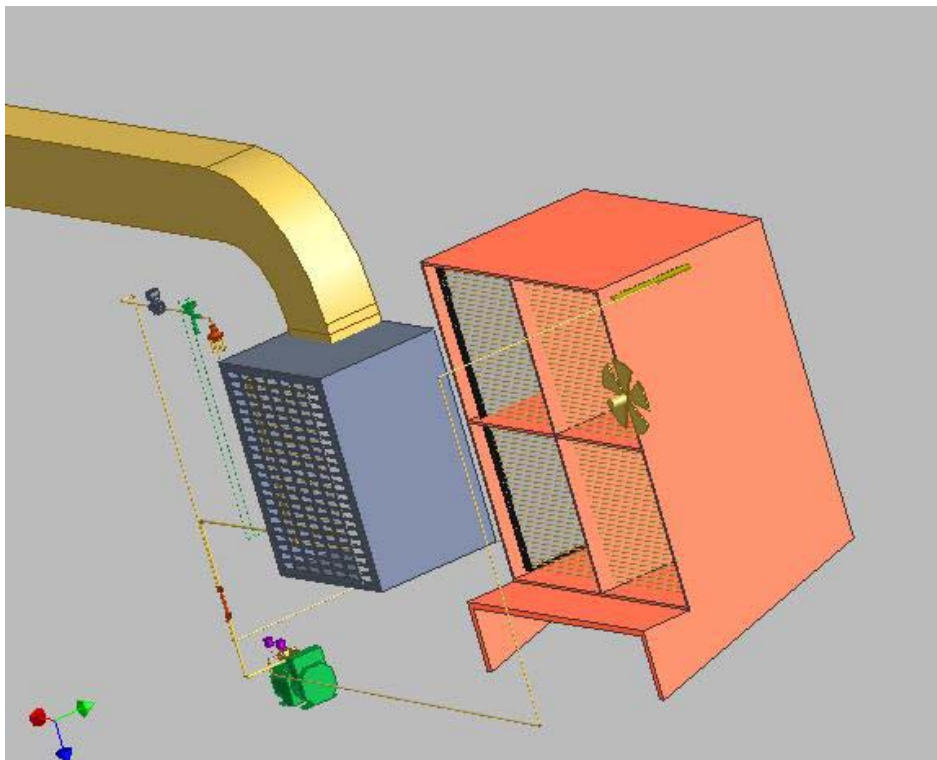


Fig 18.4h-Instalația

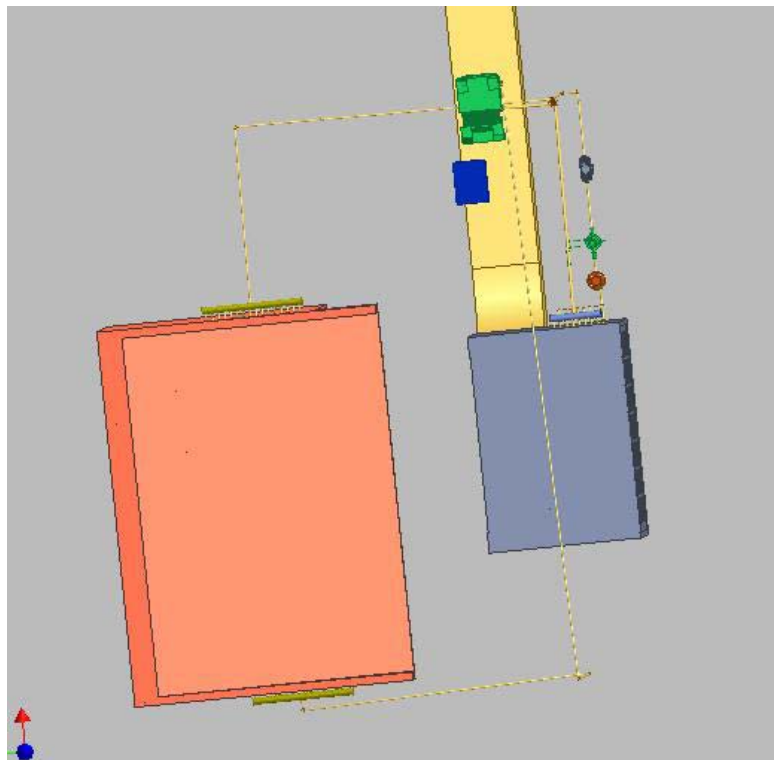


Fig 18.4i-Instalația

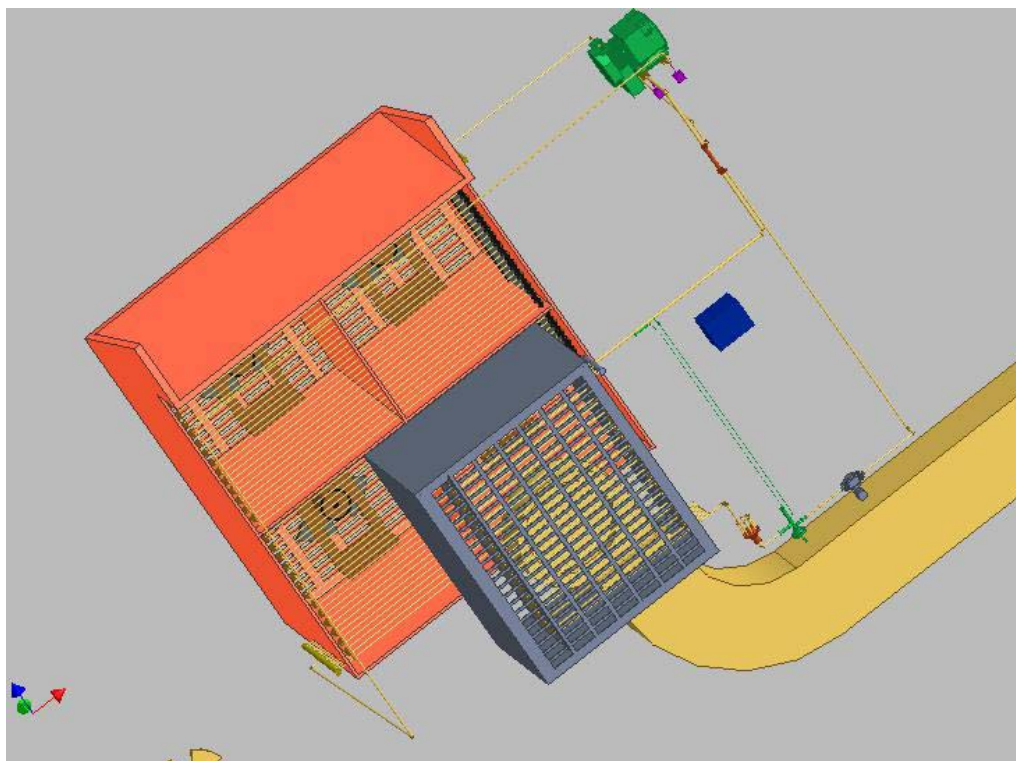


Fig 18.4j-Instalația

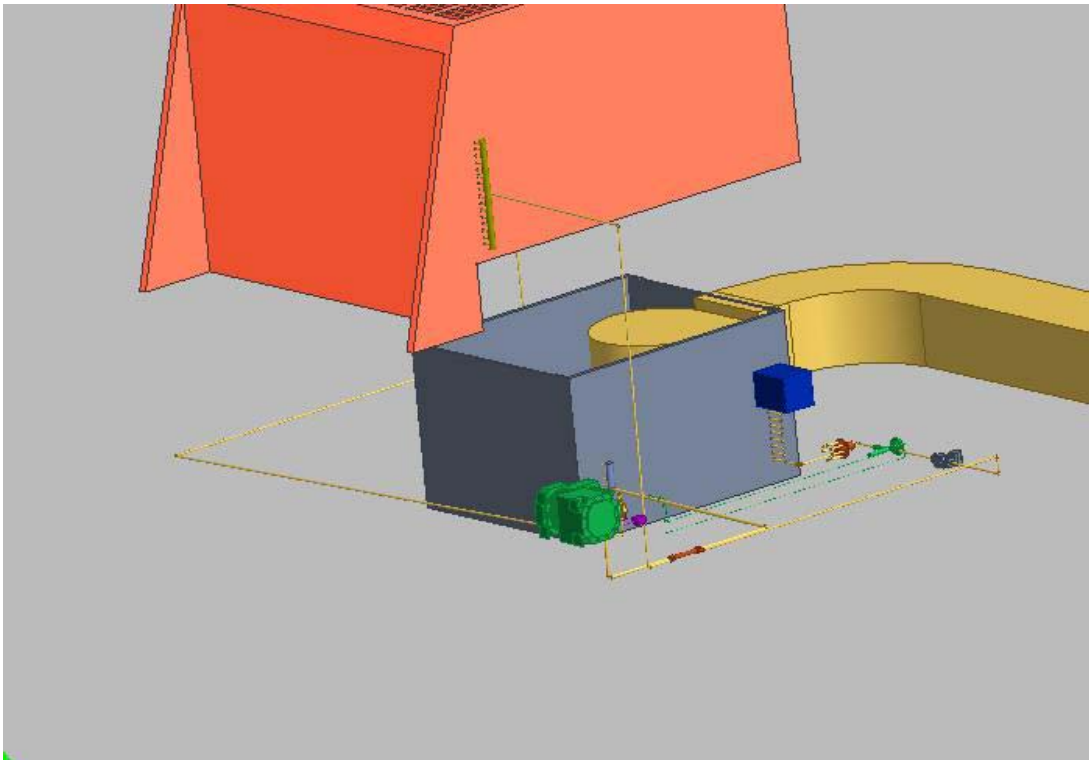


Fig 18.4k-Instalația

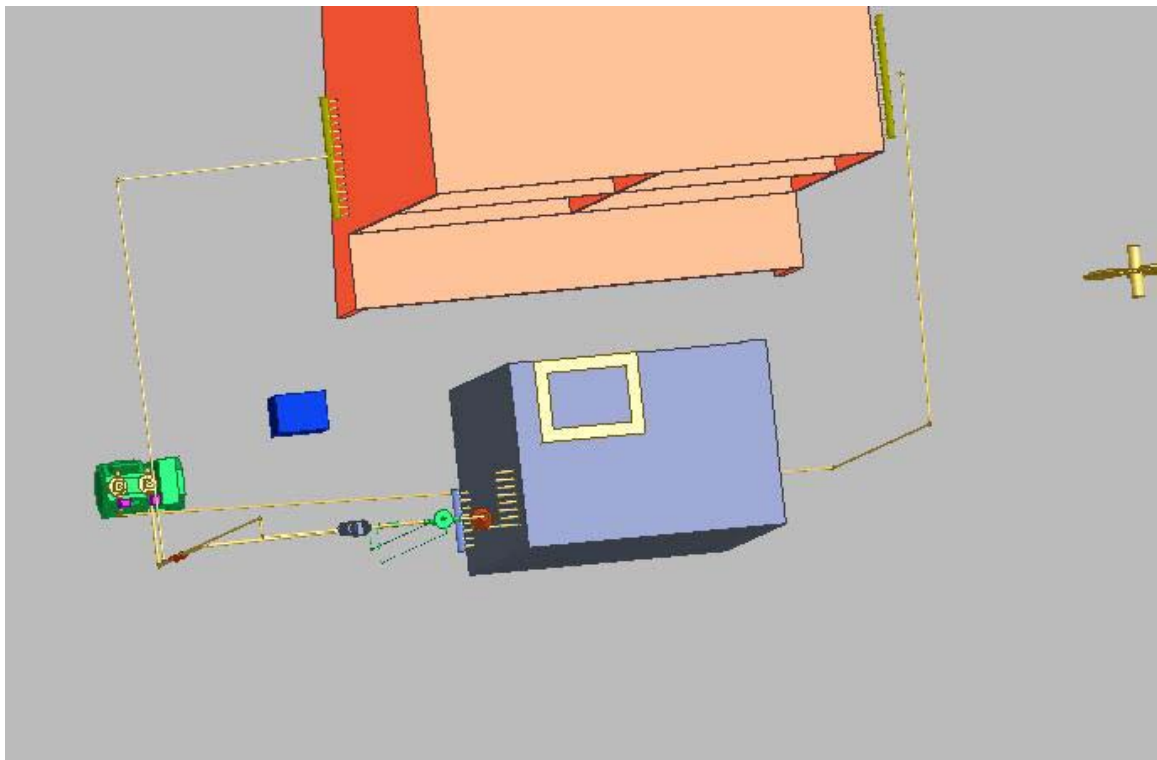


Fig 18.4l-Instalația

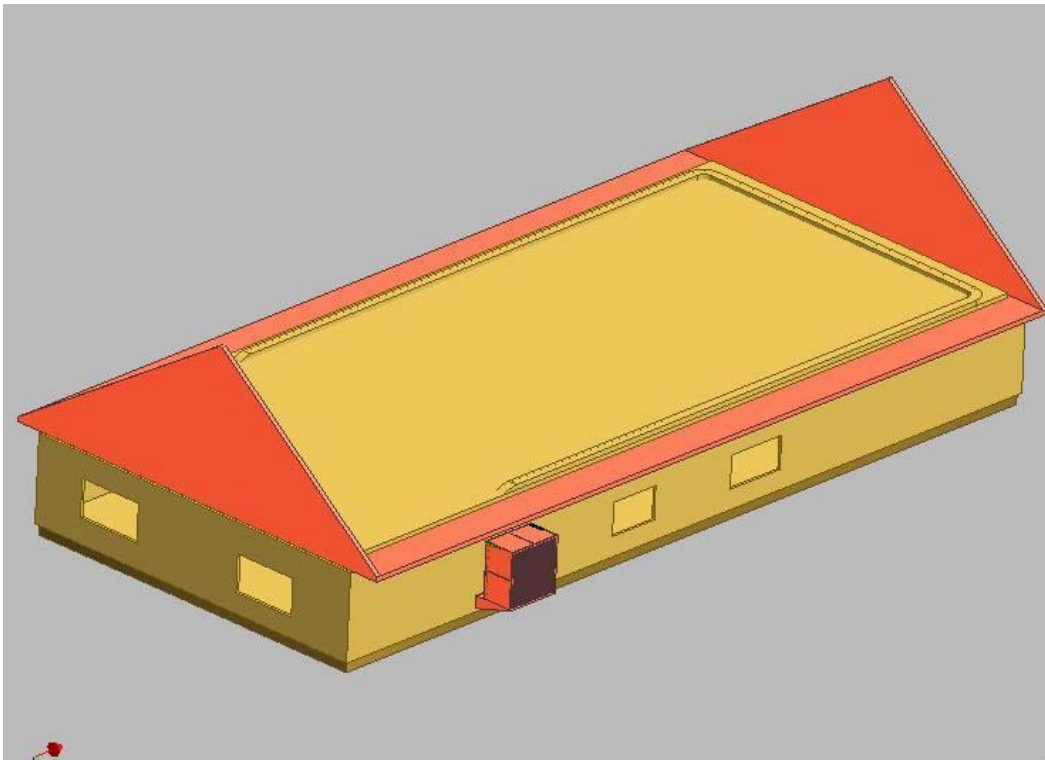


Fig 18.5.1-Instalația și casa

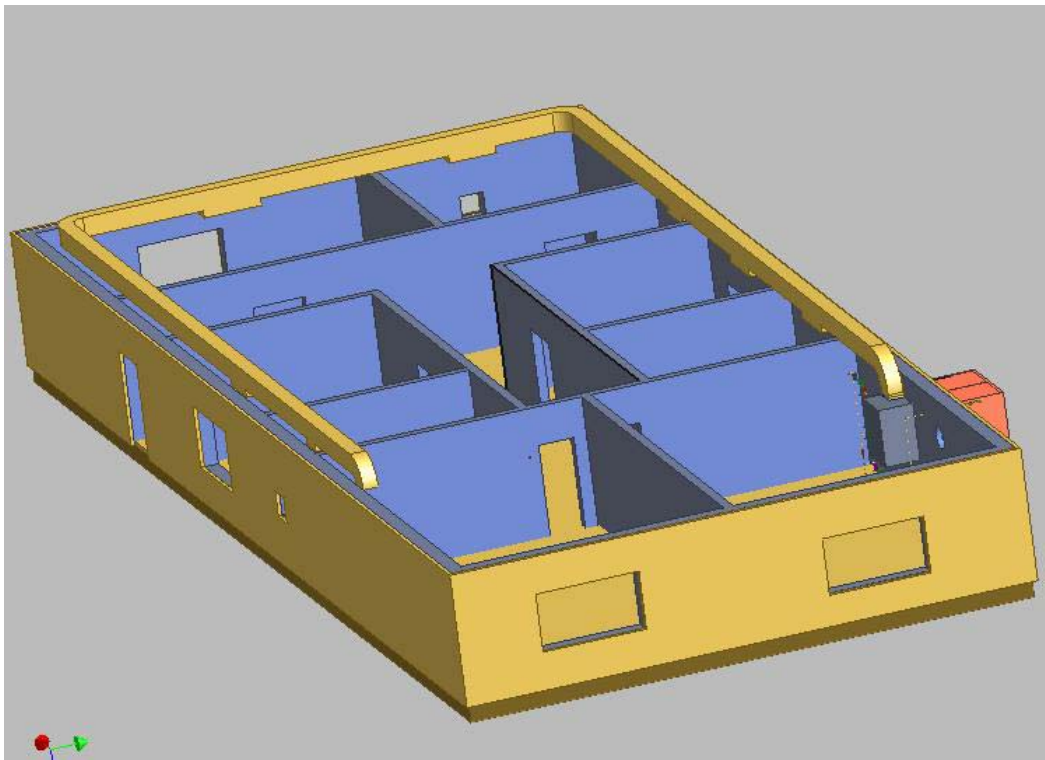


Fig 18.5.2-Instalația și casa

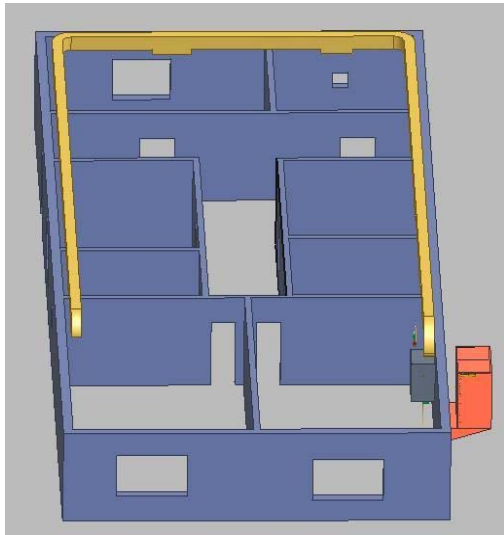


Fig 18.5.3-Instalația și casa

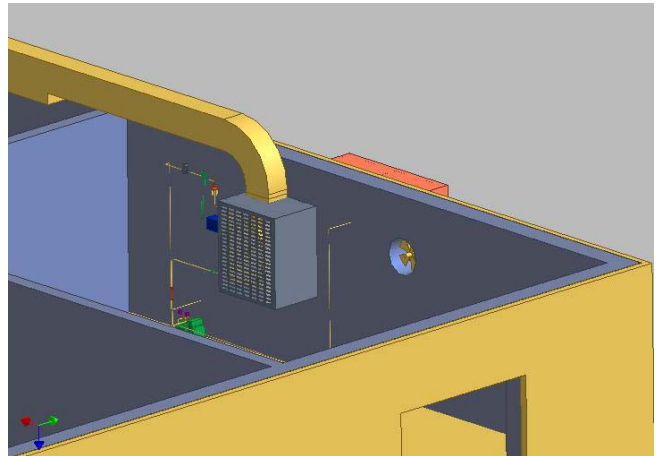


Fig 18.5.4-Instalația și casa

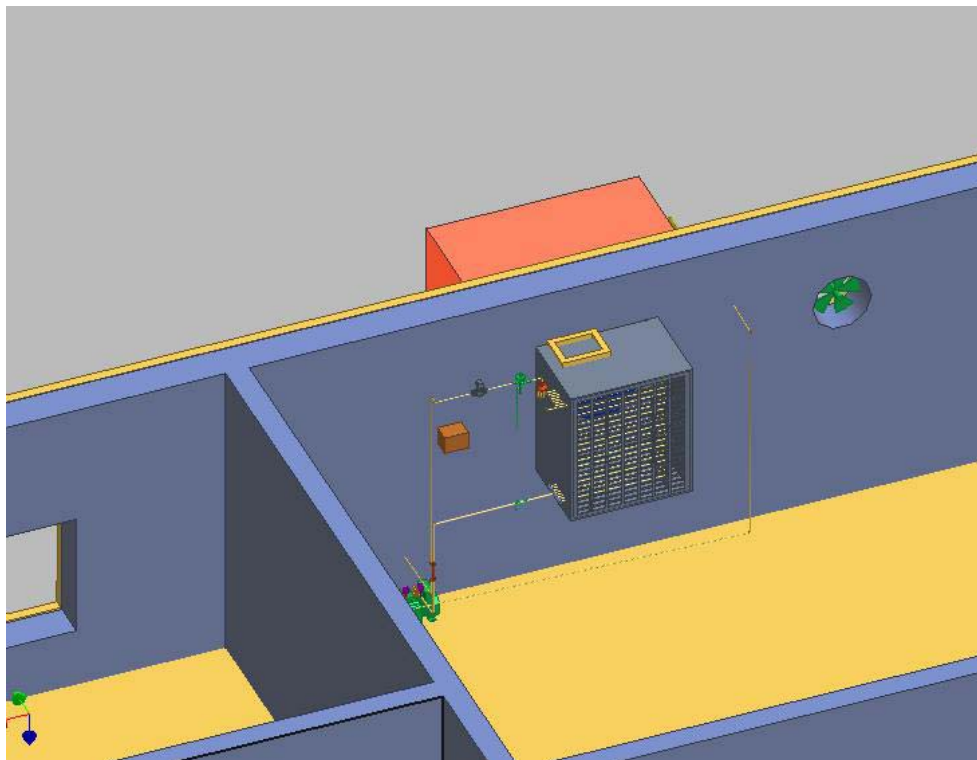


Fig 18.5.5-Instalația și casa



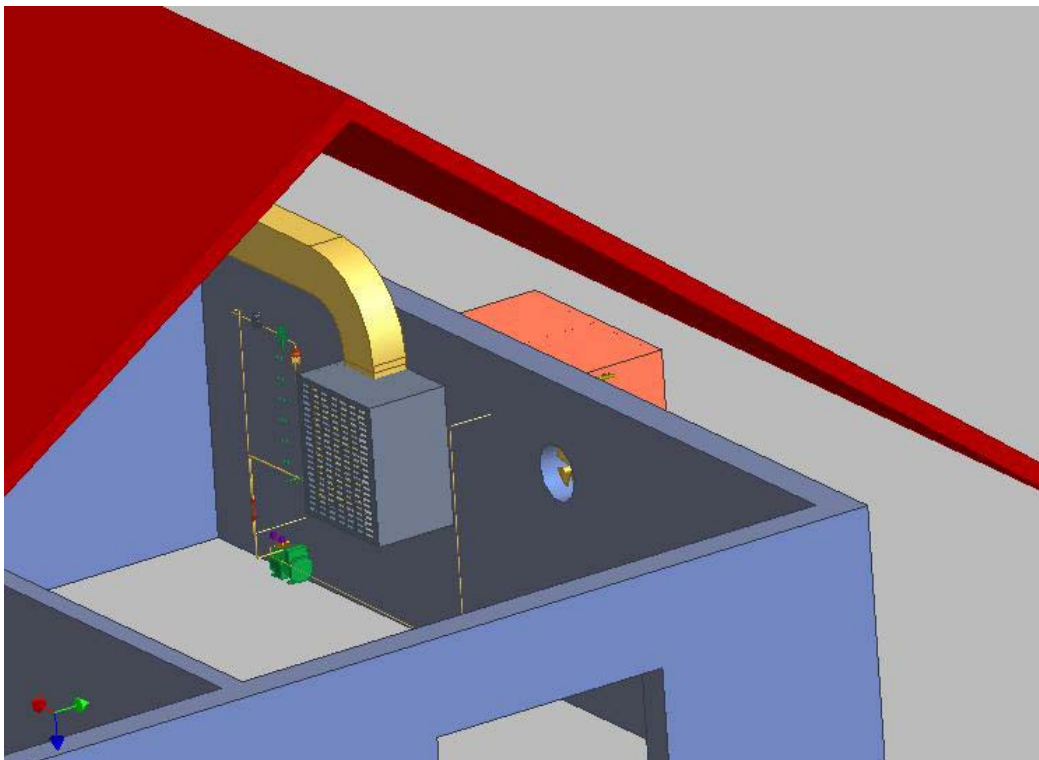


Fig 18.5.6-Instalația și casa

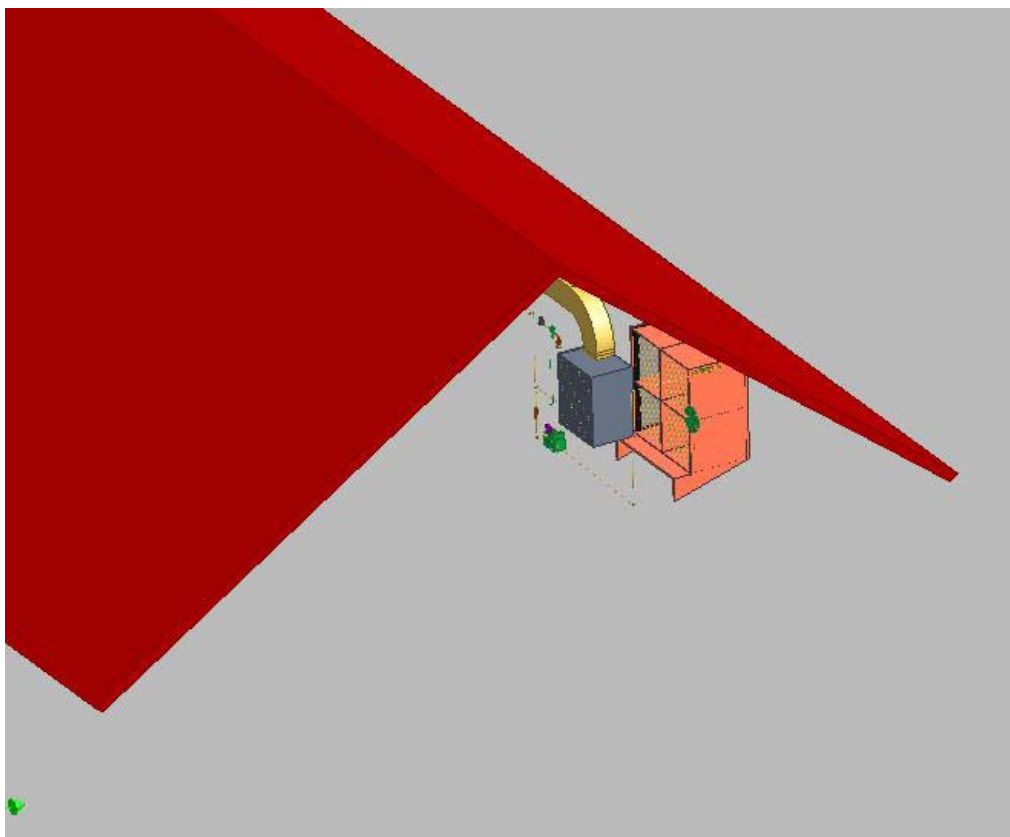


Fig 18.5.7-Instalația și casa

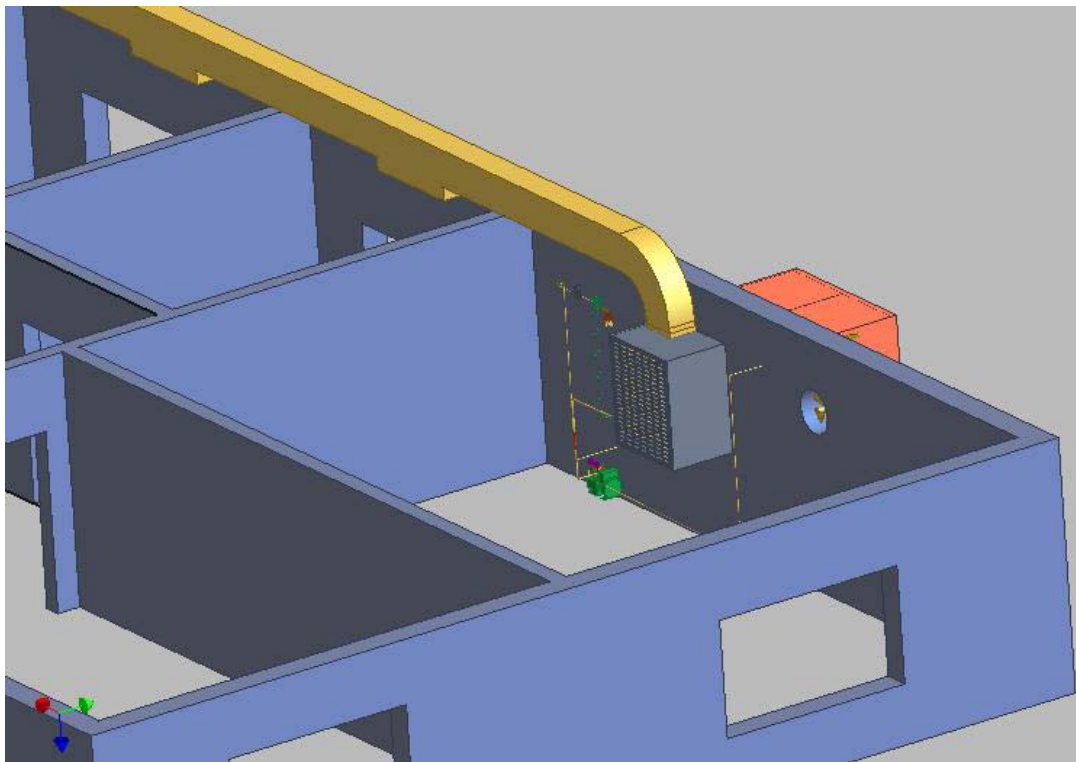


Fig 18.5.8-Instalația și casa

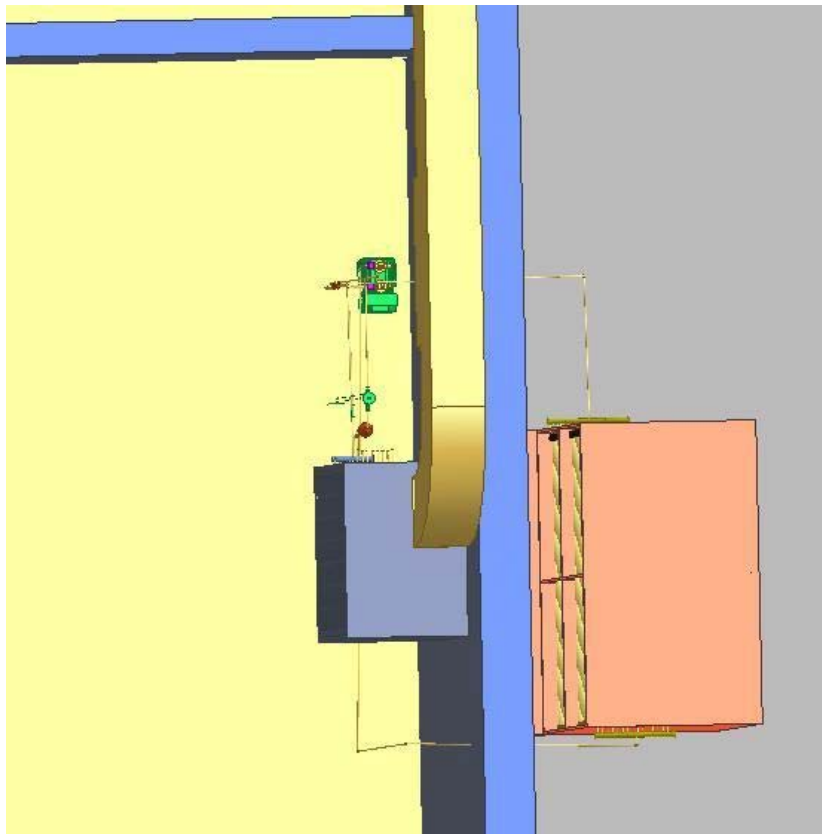


Fig 18.5.9-Instalația și casa

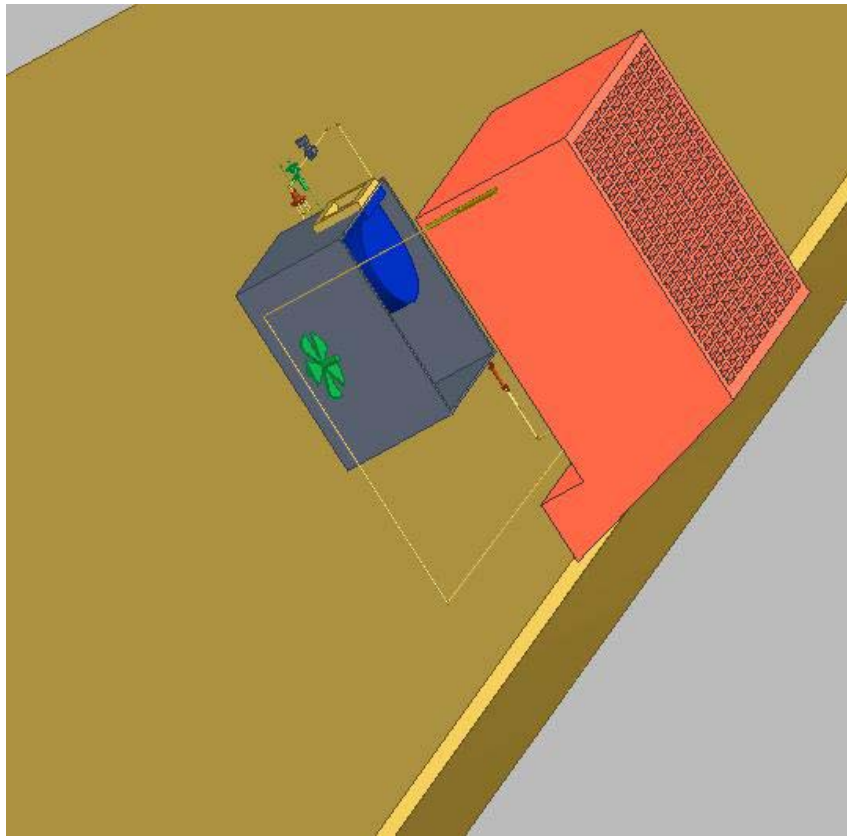


Fig 18.5.10-Instalația și casa



Fig 18.5.11-Instalația și casa

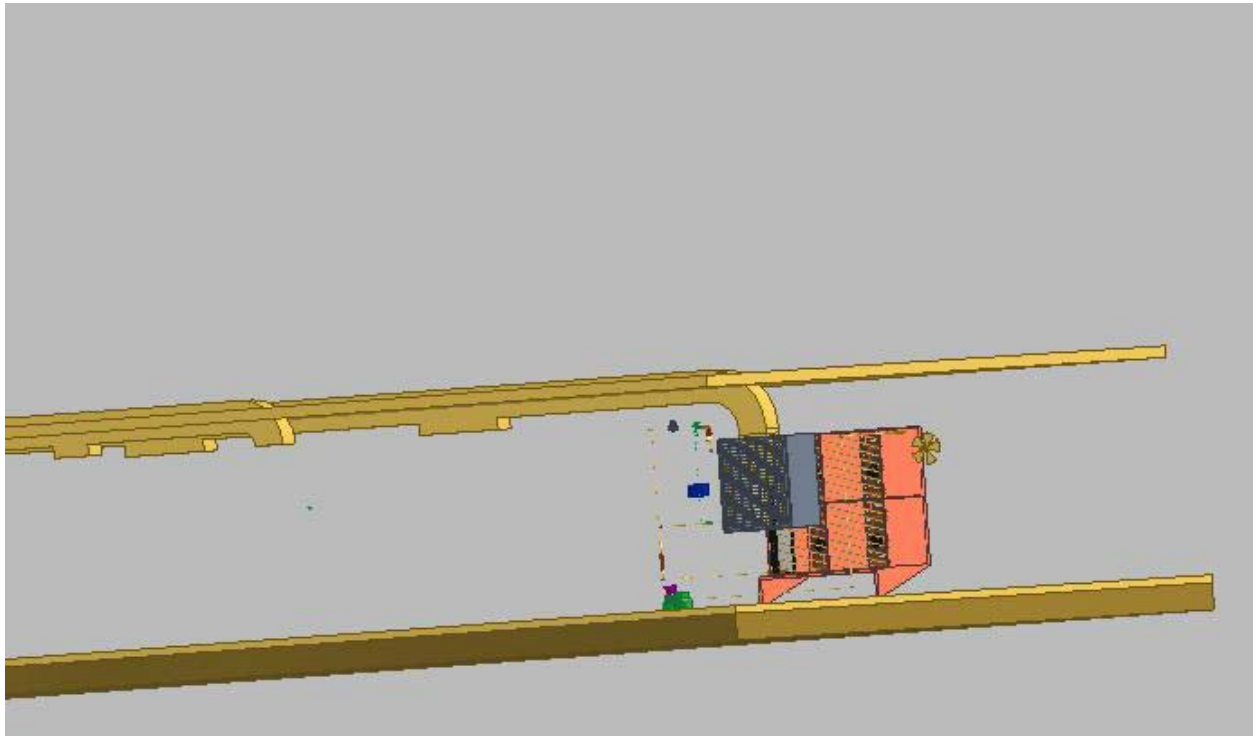


Fig 18.5.12-Instalația și casa

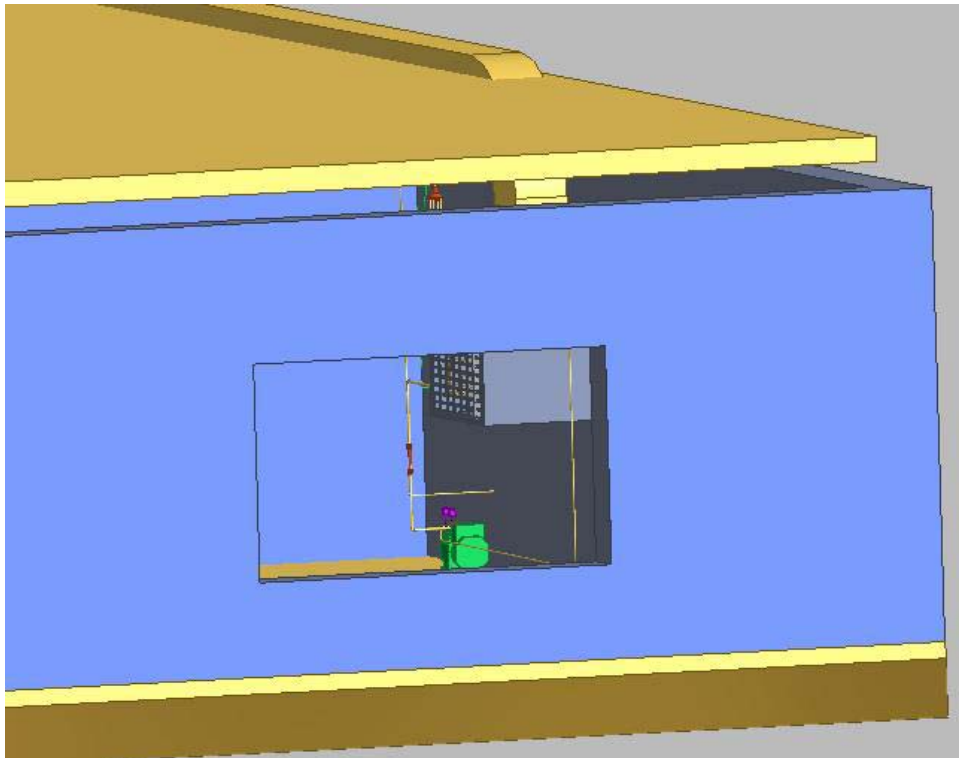


Fig 18.5.13-Instalația și casa

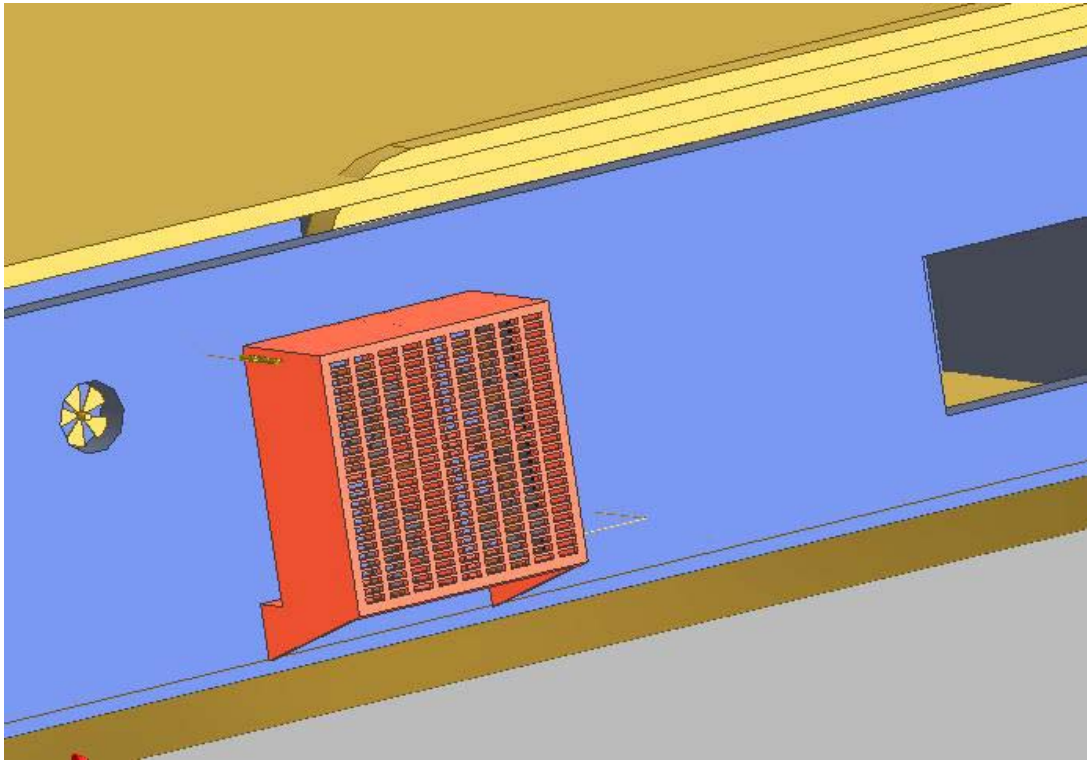


Fig 18.5.14-Instalația și casa

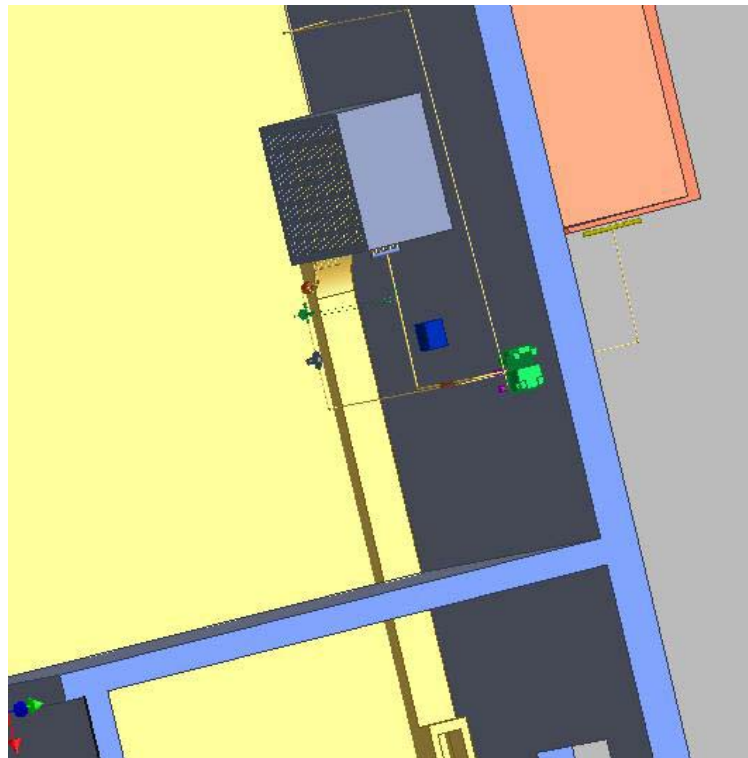


Fig 18.5.15-Instalația și casa

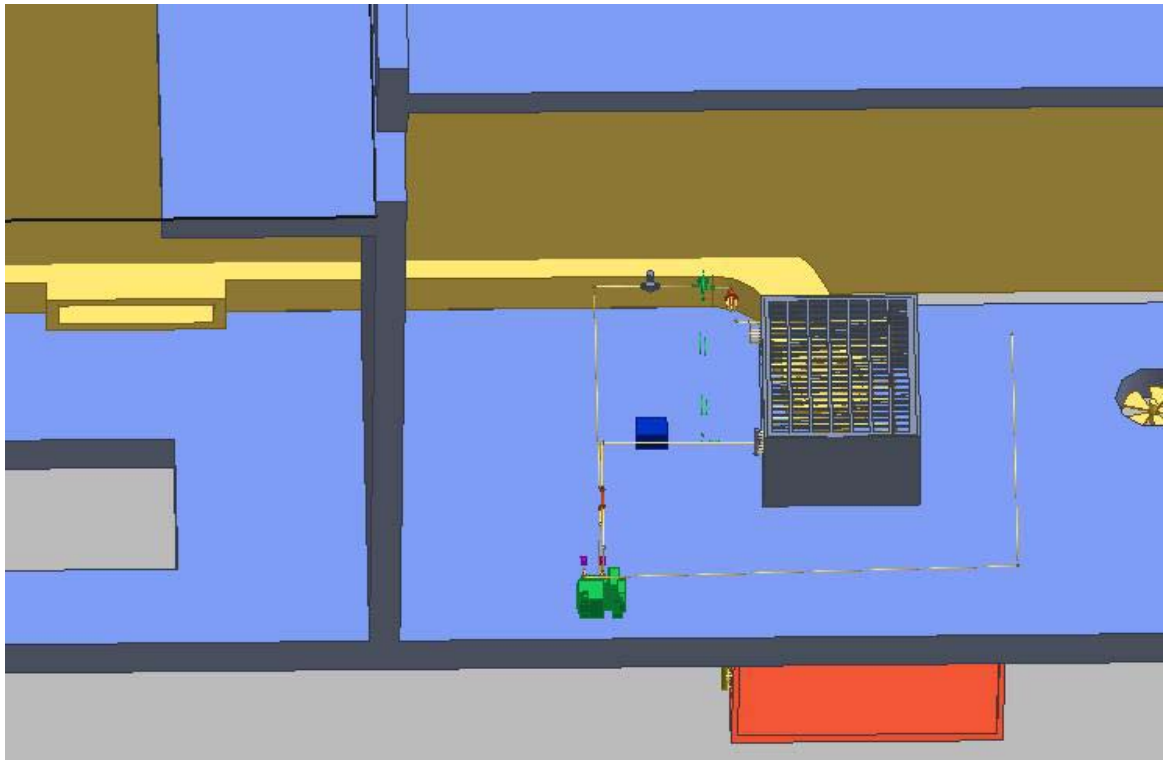


Fig 18.5.16-Instalația și casa

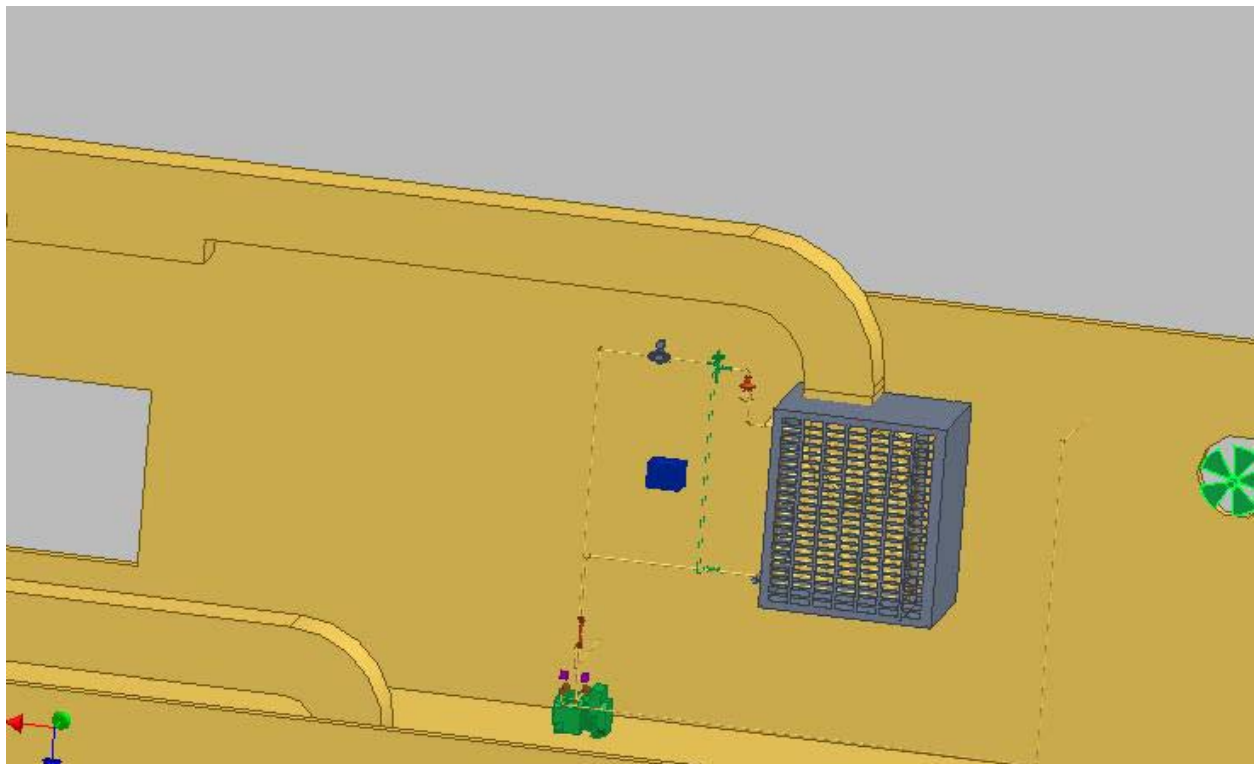


Fig 18.5.17-Instalația și casa

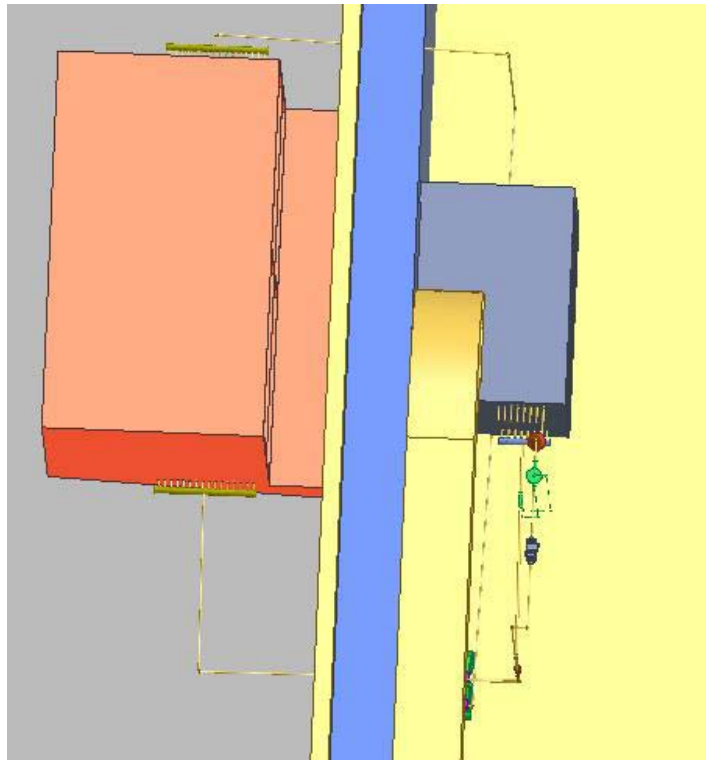


Fig 18.5.18-Instalația și casa

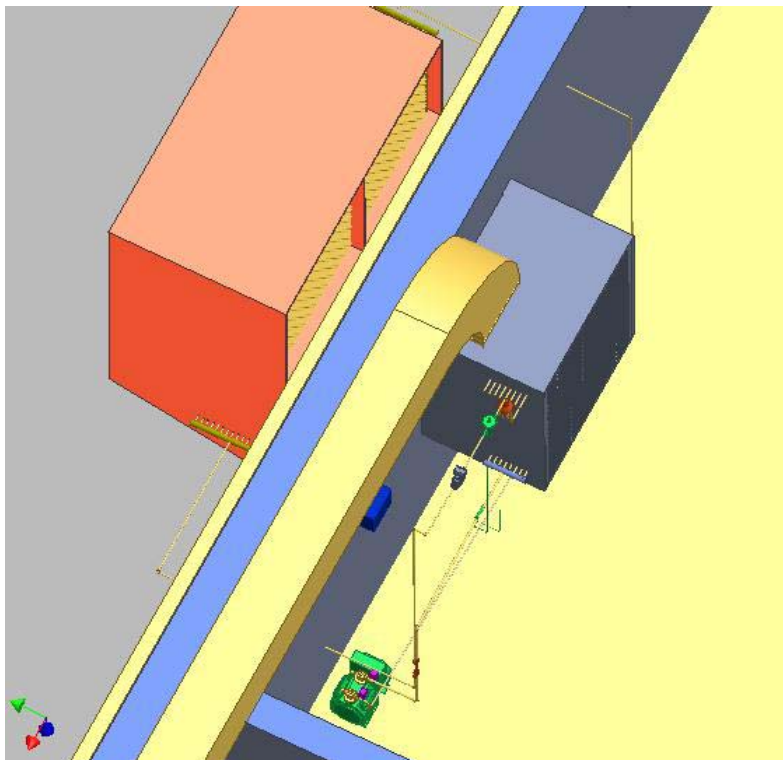


Fig 18.5.19-Instalația și casa

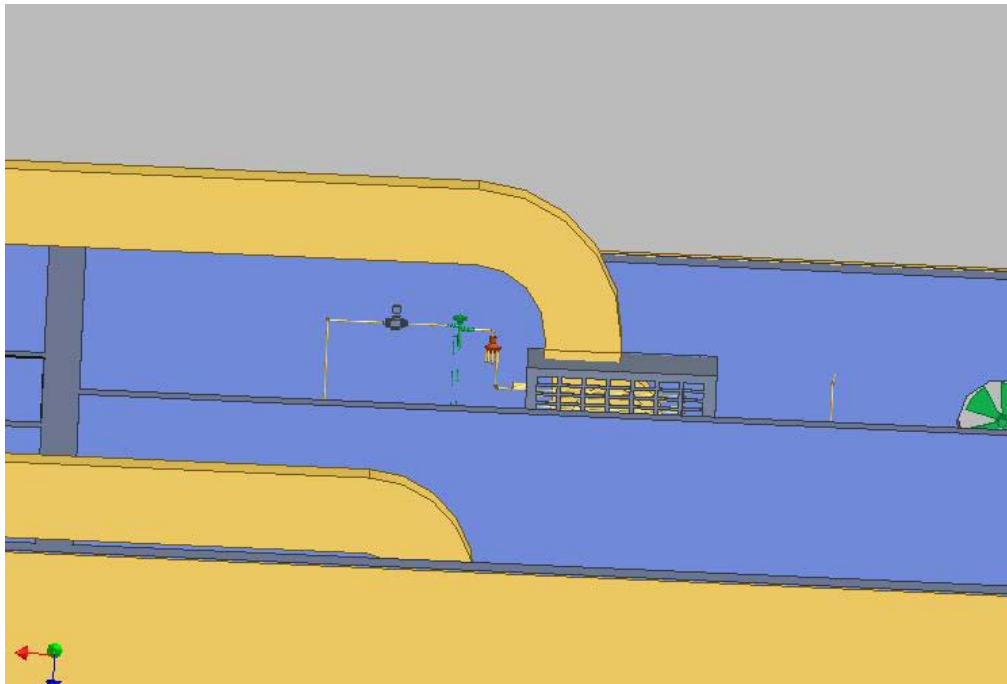


Fig 18.5.20-Instalația și casa

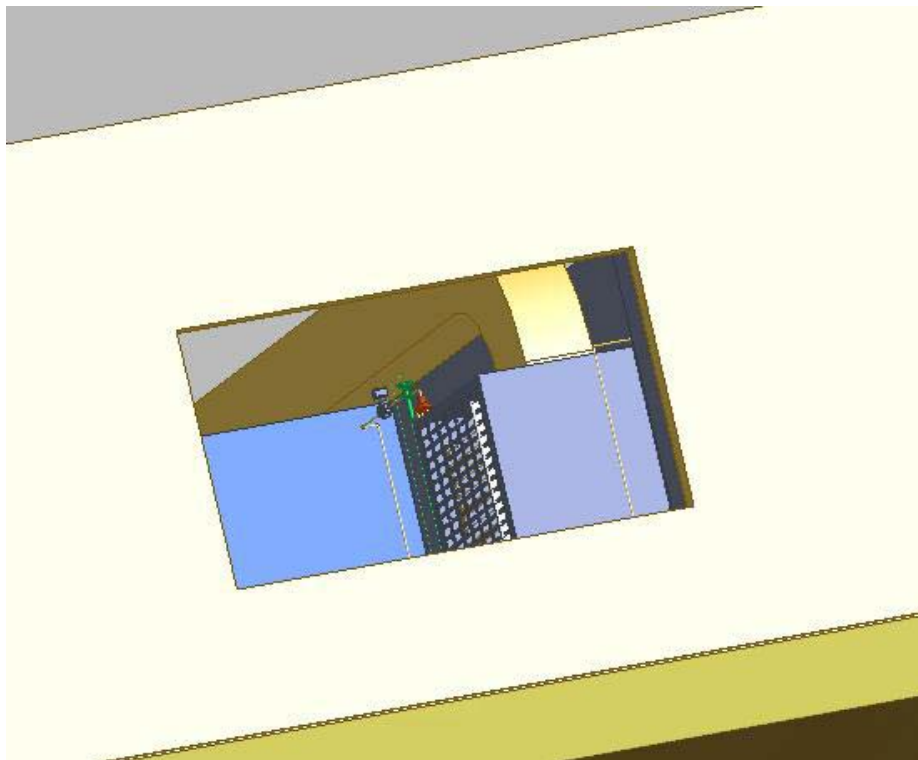


Fig 18.5.21-Instalația și casa



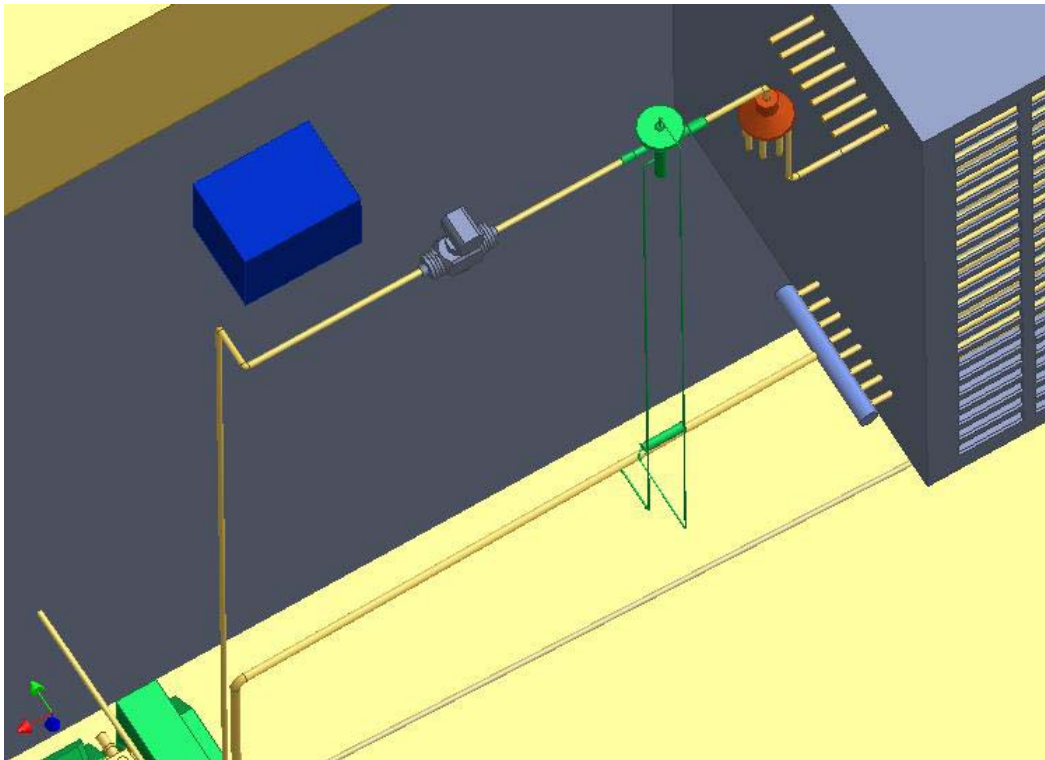


Fig 18.5.22-Instalația și casa

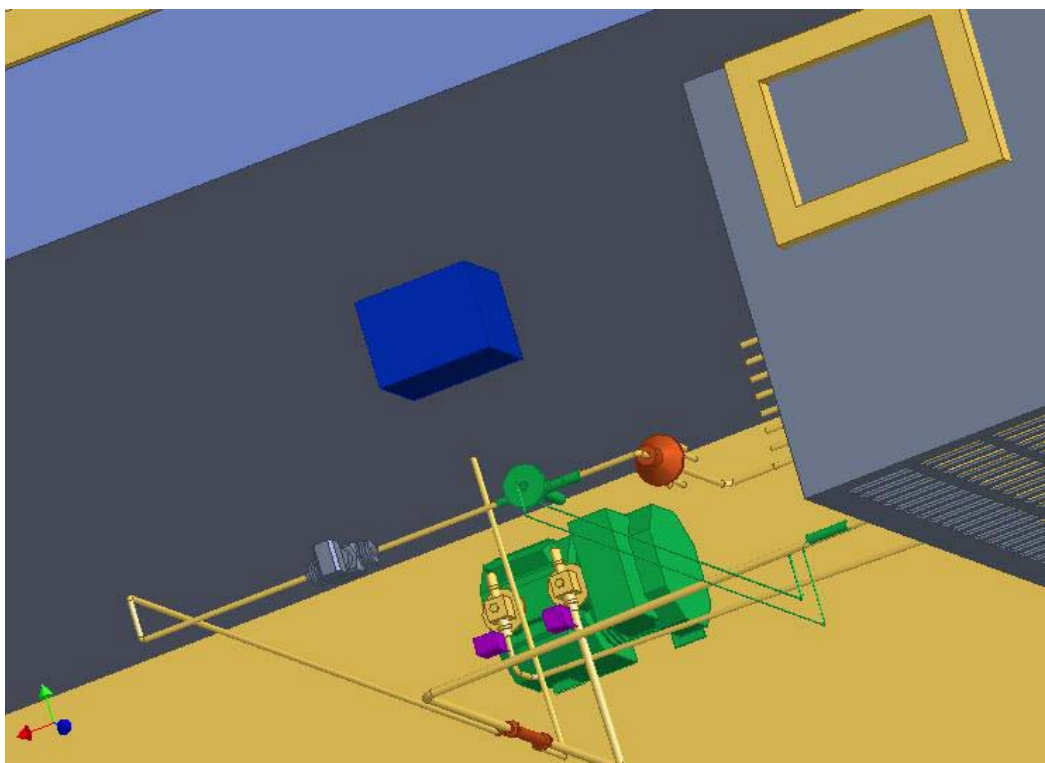


Fig 18.5 .23Instalația și casa

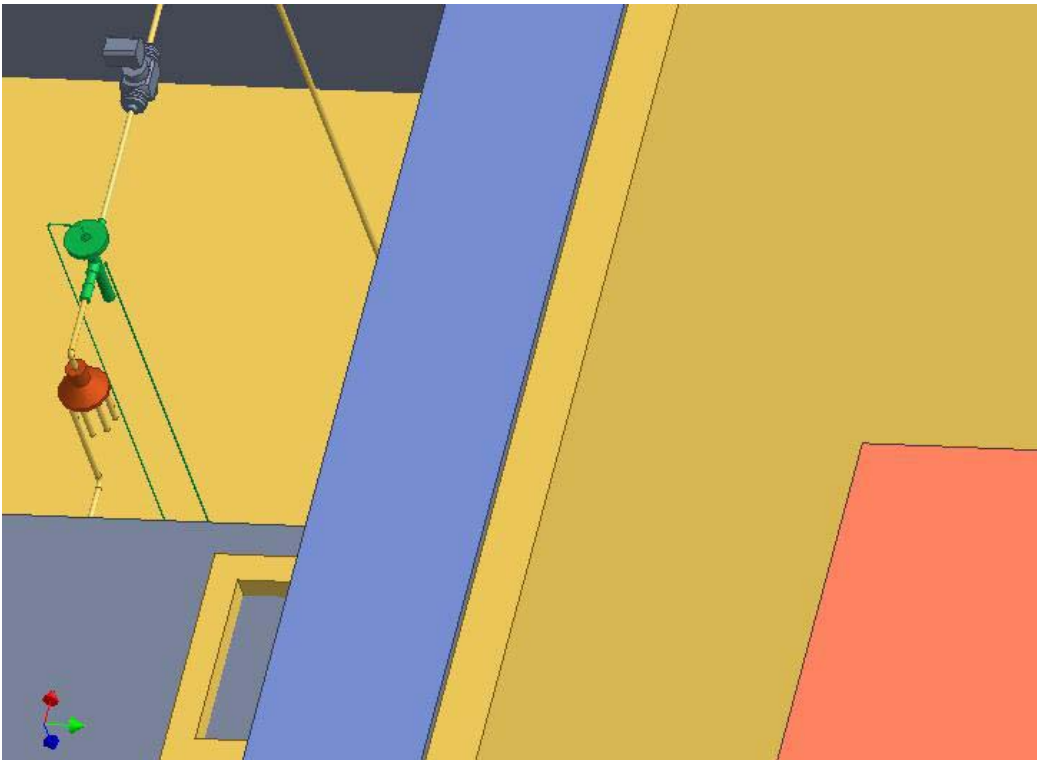


Fig 18.5.24-Instalația și casa

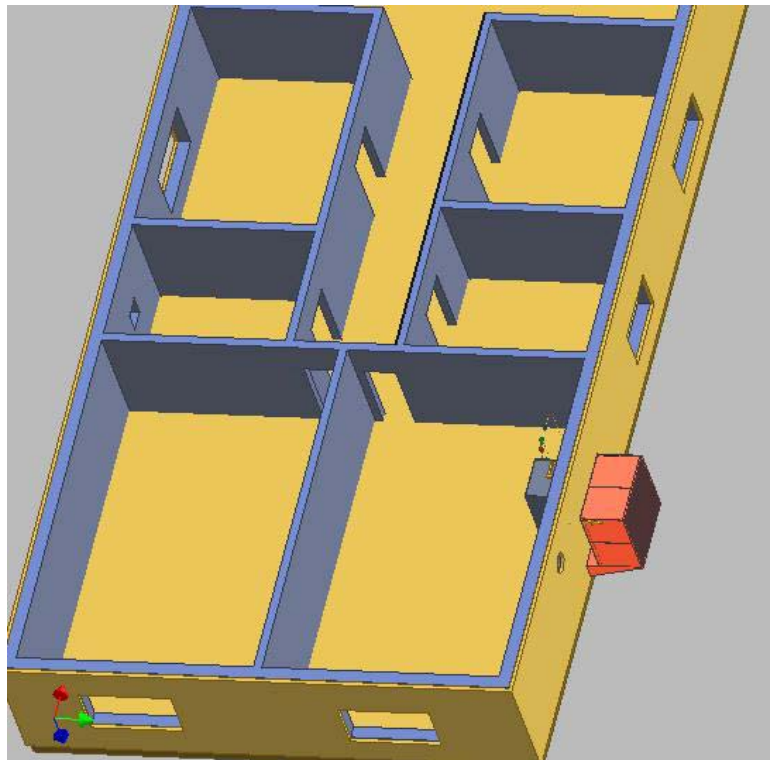


Fig 18.5.25-Instalația și casa

## 19. Bibliografie

1. Mădărășan T., Bălan M. - Termodinamică tehnică, Editura Sincron, Cluj-Napoca, 1999
2. Bălan M. - Instalații frigorifice, Teorie și programe pentru instruire, Editura Todesco, Cluj-Napoca, 2000
3. Bălan M., Pleșa A., - Instalații frigorifice, construcție, funcționare și calcul, Editura Todesco, Cluj-Napoca, 2000
4. Andreica H., - Alcătuirea și calculul elementelor de construcții, Editura Dacia, Cluj-Napoca, 2000
5. Christea Al. - Ventilarea și condiționarea aerului, vol. III, Editura Tehnică, București, 1976
6. Campianu N. - Bazele cercetării experimentale, curs
7. Chiriac Fl. - Instalații frigorifice, Editura didactică și pedagogică, București, 1981
8. Duță Gh. - Instalații de ventilare și climatizare, Indrumător de proiectare, vol. I și II, Litografia Institutului de construcții, București, 1984
9. Hardău M. - Metoda elementelor finite, Atelier de multiplicare al UTC-N
10. Hodor V. - Transfer de căldură și masă, curs
11. Mera M. - Tehnologia fabricării mașinilor termice, curs
12. Pleșa A. - Utilaj termic, curs
13. Săvulescu T. - Instalații de încălzire și ventilare, Editura tehnică, București, 1985
14. Voicu V. - Instalații de ventilare și de condiționare a aerului, Editura tehnică, București, 1999
15. \*\*\*Manualul inginerului termotehnician, vol. I, II, III, Editura Tehnică, București, 1986
16. \*\*\*Calculul necesarului de căldură. STAS 1907/1,2-82
17. \*\*\*Parametrii climatici exteriori. Calculul aporturilor de căldură din exterior. STAS 6648/1,2-82
18. \*\*\*Cataloge de produse ale firmelor : Bitzer, Damfoss, Daikin