

## Resum

Aquest projecte pretén avaluar la viabilitat de sistemes no convencionals de climatització (calefacció i refrigeració) que potenciïn l'ús de l'energia solar tèrmica en edificis, fent especial èmfasi en la refrigeració solar. En concret s'estudiarà el cas d'una instal·lació per a una residència - centre de dia a Barcelona.

L'estudi no pretén dissenyar en detall la instal·lació, sinó plantejar-la a grans trets, determinant solament els components principals i estimant l'eficiència del conjunt.

La metodologia de càlcul emprada es basa en el càlcul teòric de les necessitats tèrmiques de l'edifici i les d'aigua calenta sanitària. A diferència de les instal·lacions convencionals, on la base per dimensionar els equips és únicament la potència màxima, al tractar-se d'una instal·lació solar s'han estimat les corbes energètiques diàries, a partir de les quals, s'ha determinat la fracció solar aportada amb el mètode de càlcul f-chart.

L'objectiu principal és aconseguir una instal·lació eficient potenciant l'ús de les energies renovables amb el màxim estalvi energètic però garantint el confort dels usuaris.

Al tractar-se d'un projecte merament acadèmic, s'ha donat més importància al fet de potenciar l'ús de les energies renovables i minimitzar l'impacte ambiental que no a la rentabilitat econòmica. Per això finalment s'ha integrat en la instal·lació elements com la màquina d'absorció, que no utilitza energia elèctrica com una refredadora normal, i les torres de refrigeració de circuit tancat i híbrides, que redueixen les pèrdues d'aigua i els problemes de legionel·losis.





## Sumari

<b>RESUM</b>	<b>1</b>
<b>1. GLOSSARI</b>	<b>5</b>
<b>2. PREFACI</b>	<b>7</b>
2.1. Origen del projecte.....	7
2.2. Justificació.....	7
2.3. Motivació personal.....	10
<b>3. INTRODUCCIÓ</b>	<b>11</b>
3.1. Objectius del projecte .....	11
3.2. Abast del projecte .....	11
3.3. Metodologia.....	12
<b>4. SITUACIÓ ACTUAL DEL SECTOR</b>	<b>13</b>
4.1. Mercat de l'energia solar tèrmica.....	13
4.2. Mercat de la refrigeració solar.....	14
<b>5. ANÀLISI DE LES DIFERENTS ALTERNATIVES</b>	<b>15</b>
5.1. Sistemes d'obtenció d'energia .....	15
5.1.1. Instal·lacions solars tèrmiques.....	15
5.1.2. Refredadores tèrmiques: Màquina d'absorció .....	21
5.1.3. Sistemes d'energia auxiliar .....	23
5.2. Sistemes de distribució terminals.....	25
5.3. Sistemes dissipadors d'energia .....	27
5.4. Resum dels sistemes escollits .....	35
<b>6. NORMATIVA APLICABLE</b>	<b>37</b>
6.1. El Codi Tècnic de l'Edificació .....	37
6.2. El Reglament d'Instal·lacions Tèrmiques dels Edificis.....	38
6.3. Normativa sobre Legionel·la.....	38
6.4. Ordenança Solar Tèrmica de Barcelona .....	39
6.5. Qualificació Energètica dels edificis.....	40
6.6. Reglaments relatius a màquines d'absorció.....	41
<b>7. ANÀLISI DE L'EDIFICI</b>	<b>43</b>
7.1. Característiques de l'edifici.....	43
7.2. Càlcul de les necessitats tèrmiques.....	44
7.2.1. Necessitats d'aigua calenta sanitària (ACS) .....	44
7.2.2. Necessitats de calefacció i refrigeració .....	45
<b>8. OPTIMITZACIÓ DEL DISSENY DEL SISTEMA</b>	<b>53</b>
8.1. Resum del mètode f-chart pel càlcul de l'aportació solar .....	53
8.2. Limitacions per capacitat de la coberta .....	54
8.3. Optimitzacions segons la cobertura solar.....	55
8.3.1. Inclinatoria dels captadors .....	55
8.3.2. Mínima cobertura per aconseguir estalvi energètic.....	57
8.3.3. Optimització del volum d'acumulació solar .....	60



<b>9. CÀLCUL I SELECCIÓ DELS PRINCIPALS EQUIPS</b>	<b>61</b>
9.1. Generadors de calor i fred.....	61
9.1.1. Càlcul de màquines frigorífiques.....	61
9.1.2. Càlcul de la caldera .....	63
9.2. Acumuladors .....	64
9.2.1. Acumuladors solars.....	64
9.2.2. Acumuladors convencionals .....	65
9.3. Sistema dissipador d'energia .....	67
9.3.1. L'elecció de les torres.....	67
9.3.2. Estalvi d'aigua i productes de tractament en certes torres.....	68
9.4. Altres elements del circuit hidràulic.....	69
<b>10. PROPOSTA FINAL</b>	<b>73</b>
10.1. Disseny.....	73
10.2. Regulació i control .....	73
10.3. Anàlisi econòmica.....	76
10.3.1. Pressupostos .....	76
10.3.2. Rentabilitat econòmica .....	79
10.4. Consideracions ambientals .....	83
10.4.1. Anàlisi de l'impacte ambiental.....	83
10.4.2. Factor d'impacte ambiental .....	84
10.4.3. Emissions estalviades .....	84
10.4.4. Fluids utilitzats en els circuits .....	85
10.4.5. Contaminació acústica .....	86
10.4.6. Resum de les consideracions ambientals preses.....	86
10.5. Anàlisi de sensibilitat dels mètodes de càlcul.....	87
<b>CONCLUSIONS</b>	<b>89</b>
<b>AGRAÏMENTS</b>	<b>91</b>
<b>BIBLIOGRAFIA</b>	<b>93</b>
10.6. Referències bibliogràfiques .....	93
10.7. Bibliografia complementària .....	95
10.8. Assistència a congressos i conferències.....	96



# 1. Glossari

*ACS*: Aigua Calenta Sanitària.

*IDAE*: Institut per a la Diversificació i l'Estalvi d'Energia.

*PER*: Pla d'Energies Renovables d'Espanya 2005-2010

*ICAEN*: Institut Català de l'Energia

*CTE*: Codi Tècnic de l'Edificació.

*CEE*: Coeficient d'Eficiència Energètica (en anglès *COP*: *Coefficient of Performance*)

*RITE*: Reglament d'Instal·lacions Tèrmiques en Edificis.

*ITC*: Instruccions Tècniques Complementàries.

*TEI*: *Total Environmental Impact* (Coeficient de mesura del impacte ambiental global)

*AEMA*: Agència Europea del Medi Ambient

*GWP*: *Global Warming Potential* (Potencial d'escalfament global)

*ODG*: *Ozone Depleting Gases* (Potencial d'esgotament de l'Ozó)





## 2. Prefaci

### 2.1. Origen del projecte

L'escassa adequació dels habitatges, així com l'escàs coneixement de les pautes d'estalvi energètic per part del ciutadans i el creixement desproporcionat del percentatge d'habitatges amb sistemes de refrigeració, han provocat un augment descontrolat del consum elèctric especialment de l'estiu. Caldrà reconduir-lo per disminuir els problemes que provoca la forta dependència existent de l'electricitat en el nostre país.

La solució es basa en cinc aspectes:

- Millorar l'aïllament tèrmic dels edificis.
- Instal·lar sistemes eficients i adequats de producció basats sobretot en energies gratuïtes i renovables, com les energies de rebuig i l'energia solar.
- Utilitzar sistemes de protecció solar, per evitar l'escalfament excessiu dels edificis a l'estiu, aprofitant l'energia solar passiva sempre que sigui possible.
- Realitzar una ventilació eficient.
- Millorar la conscienciació de la societat.

En aquest projecte s'ha desenvolupat únicament el segon punt, potenciant l'energia solar tèrmica per a una instal·lació que englobi les necessitats d'aigua calenta sanitària (ACS), calefacció i refrigeració de l'edifici.

### 2.2. Justificació

El condicionament d'aire i la refrigeració d'edificis en climes càlids i humits, com és el de Barcelona, és un tema a millorar degut, fonamentalment, a raons econòmiques (degut a que representa un gran percentatge del consum energètic, les implicacions dels costos i el malbaratament d'energia) i raons ambientals (emissions, consum de combustibles fòssils, etc.).

Problemàtica a nivell energètic



Un estudi [1] realitzat per l'IDAE (Institut per a la Diversificació i l'Estalvi d'Energia) estima que anualment a Espanya s'instal·len més d'un milió d'aparells d'aire acondicionat. Com que la major part dels equips s'alimenten d'energia elèctrica, això incrementa el risc de sobrecarrega de la xarxa elèctrica, sobretot amb les puntes de consum elèctric de l'estiu degut a la gran quantitat d'energia que consumeixen. En concret, el consum d'energia elèctrica destinada a la refrigeració d'ús domèstic s'ha multiplicat per sis en una dècada (de 50 GWh/any el 1997 a 310 GWh/any el 2006). El edificis que més consumeixen són les oficines (663,6 GWh/any), els comerços (625,6 GWh/any), els hotels i els restaurants (587 GWh/any). (dades de l'any 2006).

L'informe [2] sobre conjuntura econòmica del Servei d'Estudis de Caixa Catalunya conclou que Espanya és el segon consumidor d'energia per llar d'Europa i dels més endarrerits en termes d'eficiència energètica de la UE, amb pèrdues anuals properes al milió de MJ. Entre els anys 1990 i 2004 el consum de les llars espanyoles ha augmentat un 77,5% (davant del 24,6% del conjunt de la UE).

Segons el resum [3] del PER (Pla d'Energies Renovables d'Espanya 2005-2010), la dependència energètica exterior del nostre país és propera al 80%, molt superior a la del conjunt de la UE i de la major part de països occidentals. Això comporta elevats dèficits comercials i un factor latent d'inestabilitat econòmica. Concretament el saldo energètic exterior (exportacions - importacions) del nostre país entre els anys 2000 i 2003 va ser deficitari de 15.000 milions d'euros anuals i el 2004 el dèficit va ser de 17.500 milions d'euros, aquest segon valor representa un 29% del saldo comercial del conjunt de l'economia nacional i equivalent a un 2,2% del PIB però en negatiu. La diversificació energètica portarà importants reduccions de les importacions futures d'energia.

L'ICAEN (Institut Català de l'Energia) estima en la publicació [4] que a Catalunya el 2005, el 68,6% del consum d'energia primària provenia dels recursos fòssils i la dependència de les importacions exteriors d'aquests superava el 94,1%.

#### Problemàtica a nivell ambiental

A nivell ambiental hi ha dos aspectes més a tenir en compte i que ara han agafat una rellevància significativa a nivell internacional.





Per una banda, des del protocol de Montreal (1987) es busquen refrigerants alternatius als CFC i HCFC per protegir la capa d'ozó. I per l'altra, hi ha un creixent interès per aconseguir la disminució de l'ús dels combustibles fòssils productors de gran part de les emissions de gasos contaminants, com el SO<sub>2</sub>, i gasos d'efecte hivernacle, com el CO<sub>2</sub> (Protocol de Kyoto, 1997).

### Una possible solució

Una alternativa ecològica a tot això són els denominats "sistemes de fred solar", basats en la idea, aparentment contradictòria, d'aprofitar la calor del sol per refredar un local.

Això permet utilitzar les instal·lacions solars tèrmiques durant tot l'any extraient-ne un major rendiment, aprofitant-les a l'hivern per a calefacció i a l'estiu per realitzar una refrigeració més respectuosa amb el medi ambient.

En el cas del fred solar cal destacar la coincidència entre la màxima demanda i la màxima producció, ja que les necessitats de refrigeració màximes d'un edifici es produeixen quan hi ha la màxima radiació solar. A més, això permet aprofitar els grans excedents tèrmics que es produeixen en les instal·lacions solars tèrmiques els mesos d'estiu, i que generalment cal dissipar a l'ambient amb "aerotermos" per evitar el sobreescalfament del sistema.

En aquest context, l'energia solar tèrmica utilitzada per a la refrigeració, com a element de diversificació energètica, també ajudarà a descongestionar la xarxa de distribució elèctrica, arribant fins i tot a la independència de l'energia elèctrica de la xarxa si es combina amb l'ús d'energia fotovoltaica.

Per tant aquest tipus de sistema és molt adequat i eficient per edificis amb una demanda intensiva de refrigeració i calefacció, com és el cas del sector terciari: hotels, centres comercials i oficines. En el sector residencial o domèstic també seria important de plantejar-ho, si bé de moment s'està començant a plantejar únicament en cases unifamiliars. El gran potencial és l'ús en edificis plurifamiliars, però encara hi ha poca sensibilització per que això pugui canviar.



A nivell econòmic, en els últims deu anys s'ha anat desenvolupant una forta indústria de col·lectors solars tèrmics i equips de regulació i control, que han fet que avui en dia existeixin productes de gran eficiència. A més la tecnologia ja està prou madura i el mercat de l'energia solar tèrmica ja està consolidat.

Finalment el fet d'integrar la instal·lació de refrigeració en la concepció dels edificis des de l'origen i l'existència de productes per regular i controlar les instal·lacions, augmentarà l'eficiència de disseny i d'operació del sistema. Per exemple evitarà que l'usuari final compri el seu propi aparell d'aire acondicionat, que sovint seria econòmic però poc eficient. També evitarà problemes d'integració arquitectònica dels aparells d'aire acondicionat a les façanes.

### **2.3. Motivació personal**

Aquest projecte va començar com una inquietud personal per tal de demostrar que la solució per estalviar el consum elèctric de les dissipacions d'energia a l'estiu (aeroterms) degut al sobrecalfament dels captadors, passava per la integració de les necessitats de refrigeració de l'edifici en els sistemes d'energia solar. D'aquesta manera el consum correspondria al moment de major producció solar (l'estiu).

Primerament es va pensar en una instal·lació per a un edifici multihabitatge, ja que semblava un sector de gran potencial i a més és en el que més està creixent el consum en electricitat per refrigeració en els últims anys. A la pràctica, ràpidament es va veure que encara hi ha un llarg camí a recórrer a nivell de gestió (repartiment dels costos i els consums entre els veïns), precisament a Catalunya és un dels llocs on costa més de canviar aquest costum. Per això finalment es va optar per realitzar l'estudi en un edifici del sector serveis, que és dels que més consum genera i en el que fora bo canviar la dinàmica de funcionament de les instal·lacions per fer-les més eficients.

Amb la finalitat d'extreure les lliçons apreses per aplicar-les a la llarga en edificis plurifamiliars del sector domèstic, es va escollir una residència de gent gran ja que simplificava el càlcul de les necessitats tèrmiques, doncs fa més correcta la suposició d'una ocupació constant de les habitacions.



## **3. Introducció**

### **3.1. Objectius del projecte**

Aquest projecte pretén realitzar un estudi comparatiu de la viabilitat tècnica i econòmica dels sistemes més adequats per a la instal·lació conjunta d'ACS, calefacció i refrigeració amb recolzament d'energia solar tèrmica en un edifici del sector terciari, una residència de gent gran de la ciutat de Barcelona. Un cop triada la solució final se'n detallarà el disseny i el pressupost. Finalment es donaran les conclusions a nivell general de les possibles aplicacions i les seves limitacions, i les conclusions concretes de la instal·lació projectada per l'edifici d'estudi.

Aquest estudi ha estat concebut d'acord amb les dades proporcionades pel projecte de l'arquitectura i les necessitats de confort demanades per l'enginyeria contractista principal.

L'objectiu d'aquest projecte és el disseny global d'una instal·lació segura de tal manera que s'aconsegueixi el màxim estalvi energètic sense perdre prestacions, amb un sistema el més ajustat possible a les necessitats de l'edifici, que garanteixi una durabilitat i qualitat suficients.

### **3.2. Abast del projecte**

Aquest projecte es limita a fer un estudi de viabilitat de la instal·lació necessària.

Queden exclosos del projecte: els treballs d'obra civil (reforç de forjats, façanes ventilades sotano, etc.), les instal·lacions interiors de climatització i aigua calenta (xarxes de canonades, de conductes d'aire, etc.), el recorregut concret de les canonades a la coberta, el detall de les unitats terminals, els punts d'aigua i els desaigües, les unitats de tractament d'aire (filtres, comportes, etc.), els sistemes de tractament d'aigua, els sistemes i línies elèctriques i de control, els de gas i les xemeneies d'evacuació de fums, etc. També queden exclosos el subministrament, el muntatge, la posada en marxa i el manteniment de la instal·lació.



De tota manera es determina la tipologia d'elements a usar en les instal·lacions interiors però sense entrar en el detall del seu disseny.

### 3.3. Metodologia

L'estudi parteix de les característiques constructives concretes de l'edifici i d'estimar les seves rutines diàries i les dels seus habitants, fixant unes condicions de confort adequades a cada tipus de sala i complint en tot moment la normativa vigent.

Amb aquesta base s'ha calculat les necessitats tèrmiques de calefacció i refrigeració de l'edifici aplicant el mètode [5] de Carrier. Per a les necessitats d'aigua calenta sanitària s'ha utilitzat els consums fixats en la Ordenança Solar Tèrmica de Barcelona [6].

Per realitzar el dimensionament del camp de captació solar, existeixen dos tipus de mètodes de càlcul a partir de les necessitats tèrmiques. El primer es basa en simular el sistema mitjançant un programa de càlcul, realitzant els càlculs a intervals de temps fixes. El segon consisteix en aplicar certes correlacions entre els paràmetres característics i optimitzar la configuració del sistema mitjançant sistemes iteratius; d'aquests un dels mètodes més usats és el càlcul f-chart. Aquest últim, és un mètode adequat pel predimensionament de les instal·lacions i reconegut per les administracions i els organismes de control i inspecció. Degut a que aquest projecte és limita a fer un estudi de viabilitat de la instal·lació, s'ha considerat adequat el mètode f-chart.

Finalment s'ha realitzat un estudi econòmic amb diferents configuracions per tal de determinar la més rentable. A més amb el càlcul mensual i anual de la contribució solar, s'ha estimat el consum de combustibles fòssils i energia elèctrica estalviats i les emissions evitades.



## 4. Situació actual del sector

### 4.1. Mercat de l'energia solar tèrmica

#### Europa

Segons un estudi [7] de l'ESTIF (Federació Europea de la Indústria Solar Tèrmica) La superfície de captació total instal·lada a Europa el 2006 es troba al voltant dels 17 milions de m<sup>2</sup>, i la potència global de les instal·lacions existents s'estima en més de 12.000 MWt.

La major part del mercat solar tèrmic del 2006 es dedica als col·lectors plans (un 89,4%), seguit dels tubs de buit (6,4%). A més el mercat europeu del sector ha crescut un 35% l'any 2006, el que suposa uns 1900 MWt de potència calorífica, de la qual un 49% s'ha instal·lat a Alemanya i en segon lloc un 20% a Àustria. Espanya es situa en cinquè lloc amb un 5,34% d'augment d'instal·lacions solars tèrmiques durant l'any 2006.

#### Espanya

Un dels objectius del PER [3] és instal·lar 4,9 milions de m<sup>2</sup> de captadors en el període 2005-2010, però de moment sols s'ha instal·lat un 5,8% del total. Contant que l'IDAE xifra el creixement del 2006 en 134.663m<sup>2</sup> i el PER preveu instal·lar 4 milions de m<sup>2</sup> (un milió per any) d'aquí al 2010, per complir els objectius caldrà multiplicar per cinc l'activitat actual del sector.

Segons l'IDAE [8] el CTE (Codi Tècnic de l'Edificació) suposarà a Espanya un augment d'entre 1,5 i 2,5 milions de m<sup>2</sup> de captadors solars tèrmics d'ara fins el 2010, xifra que sumada als 930.000m<sup>2</sup> actuals (finals de 2006) suposarà entre 2,5 i 3,5 milions de m<sup>2</sup> instal·lats el 2010, que correspon entre un 50 i un 75% dels objectius fixats pel PER.

Per l'Associació Solar de la Indústria Tèrmica (ASIT) [9] els efectes de les Ordenances Solars i les obligacions imposades pel CTE es veuran reflectides a partir del 2007. Aquesta associació és més optimista i xifra actualment la superfície captadora espanyola total en 970.000m<sup>2</sup> (finals 2006), una mica superior que la xifrada per l'IDAE.



## Catalunya

Segons l'estudi [4], l'any 2005 s'instal·laven anualment a Catalunya 7.000 m<sup>2</sup> de captadors, la majoria en el sector terciari. Degut a l'obligatorietat d'utilitzar-los en el sector domèstic es preveu que l'any 2010 es superin els 400.000 m<sup>2</sup> instal·lats i que el ritme de instal·lació superi els 70.000 m<sup>2</sup> anuals.

L'aplicació de l'Ordenança Solar Tèrmica del 1999 i el Pla de Millora Energètica de Barcelona del 2003 (PMEB) [10], pels quals s'han instal·lat 24.000m<sup>2</sup> de captadors solars, ha aportat una reducció del consum d'energies fòssils i d'emissions.

## **4.2. Mercat de la refrigeració solar**

L'any 2003 es comptabilitzaven unes 150 instal·lacions de fred solar en el món, de les quals 110 estaven localitzades a Europa (gran part a Alemanya) [11].

A Espanya, des de 2001 s'estan fent més de 20 projectes per utilitzar aquesta tecnologia com una alternativa ecològica als sistemes tradicionals. Això es veurà cada cop més afavorit gràcies a l'impuls normatiu reflectit en el PER i el CTE.

El mercat comença a diversificar-se, i a més de les grans màquines per a ús industrial o grans potències frigorífiques (>150kW) (hotels, hospitals, etc.), s'estan fabricant màquines de potència frigorífica baixes (<20kW) per a ús generalment residencial (en cases unifamiliars).



## 5. Anàlisi de les diferents alternatives

Aquest apartat descriu les característiques principals de les diferents alternatives existents, per tal de determinar quina és la més adequada per assolir els objectius fixats i cobrir les necessitats energètiques calculades anteriorment.

Es diferencia entre els sistemes globals d'obtenció de l'energia, els sistemes terminals de distribució dins de l'habitatge i els sistemes de dissipació d'energia. Val a dir que els diferents sistemes poden ser complementaris i que la solució final pot prendre aspectes de cadascun d'ells.

### 5.1. Sistemes d'obtenció d'energia

Els sistemes convencionals d'obtenció d'energia per a les instal·lacions de calefacció són les **calderes** (de gas natural o altres combustibles fòssils) amb un possible acumulador de suport i els sistemes **termoelèctrics** basats en la combinació d'un acumulador i d'una resistència elèctrica.

Pel que fa als sistemes de refrigeració convencionals, hi ha una gran varietat: els tot aire, els aire/aigua i els tot aigua, però tots solen tenir la base en un **cicle frigorífic de compressor mecànic**. Cal destacar especialment que les refredadores d'aigua poden anar condensades per aire o per aigua i que aquestes últimes són molt més eficients, amb CEEs que arriben al voltant de 4, quan les primeres el tenen d'aproximadament 2,5 o 3. El CEE és la relació entre el fred produït i l'energia tèrmica necessària per produir-lo. (CEE: Coeficient d'Eficiència Energètica i en anglès COP: *Coeficient of Performance*).

De tota manera, l'estudi pretén plantejar l'ús de sistemes no convencionals d'obtenció d'energia, com ara: l'energia solar tèrmica i la màquina d'absorció. Val a dir que caldrà considerar també sistemes convencionals de suport o energia auxiliar.

#### 5.1.1. Instal·lacions solars tèrmiques



Tipus d'instal·lació solar tèrmica:

Hi ha diferents dissenys per a les instal·lacions solar tèrmiques, en edificis plurifamiliars. Les instal·lacions més importants són: la centralitzada, la distribuïda i la mixta. A continuació es mostra una taula resum:

<b>Tipus d'instal·lació</b>	<b>Descripció</b>	<b>Eficiència energètica</b>	<b>Cost</b>	<b>Remarcar</b>
<b>centralitzada</b>	Captadors, acumulador solar i sistema de suport centralitzats. Després distribució als habitatges	màxim	mínim	Problemes de repartiment costos comunitat de veïns
<b>distribuïda</b>	Captadors centralitzats. Acumulació i suport individuals a cada habitatge	baixa	màxim	
<b>mixta</b>	Captadors i acumulació solar centralitzats. Sistema de suport a cada habitatge	mitjana	mitjà	Problemes menors de repartiment costos comunitat de veïns

*Taula 5.1 Comparativa instal·lacions solars*

Com es veu, les més eficients són les centralitzades, que també solen ser menys costoses. Malauradament a Catalunya les instal·lacions centralitzades no es realitzen gaire degut als problemes del repartiment de costos entre els veïns, ja que es fa necessari instal·lar un comptador d'energia a cada habitatge i saber quant ha consumit cadascun. Si bé, en altres estats o fins i tot altres comunitats autònomes com el País Basc si que s'està utilitzant aquest sistema.

En el cas de la instal·lació que es projecta en aquest estudi, degut a que el propietari és únic, no es donen aquest tipus de problemàtiques i la única opció possible és la instal·lació centralitzada.





## Captadors solars

Es planteja la possibilitat d'utilitzar captadors de baixa temperatura ( $T < 100^{\circ}\text{C}$ ), és a dir captadors plans o tubs de buit.

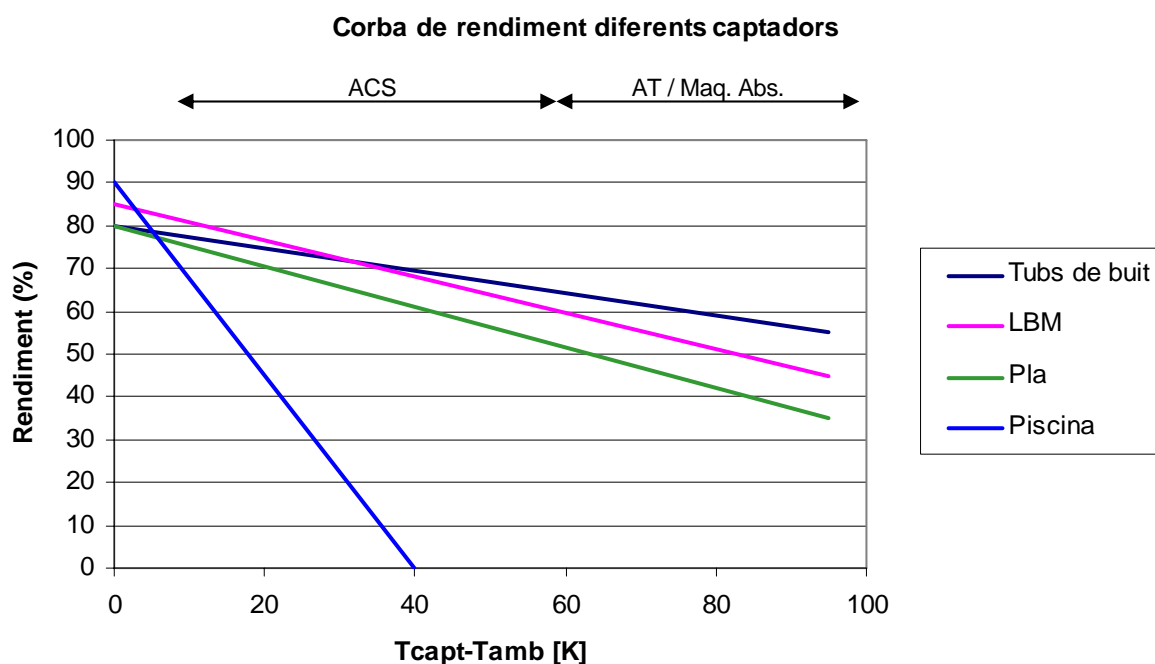
Pel que fa als captadors plans cal recordar la importància de considerar aspectes com la orientació, la inclinació i les ombres.

En els tubs de buit [12], l'energia del sol incideix en l'evaporador del tub (extrem en contacte amb la font de calor i per tant de major temperatura), evapora el fluid que conté i el transporta fins al condensador (en contacte amb el receptor de calor i de més baixa temperatura), on es condensa. Així l'energia tèrmica alliberada en el procés és recollida i emmagatzemada. Posteriorment el cicle es completa per gravetat o per capil·laritat al retornar el fluid en estat líquid fins al punt de partida. Al disminuir les pèrdues tèrmiques del sistema, amb tubs de buit es pot escalfar l'aigua fins a  $110^{\circ}\text{C}$ .

El rendiment dels captadors es determina, entre d'altres variables, en funció de la diferència de temperatures entre l'ambient i la temperatura mitjana del col·lector. El rendiment augmenta amb una temperatura d'entrada al captador més baixa.

El rendiment del captador de buit és superior al del captador pla i és manté constant davant de variacions de temperatura ambient o de radiació solar incident. En general es requereix de menys superfície de captació per cobrir la mateixa demanda tèrmica. De tota manera a Espanya, tal com mostra el gràfic següent, per aplicacions de baixa temperatura s'observa que el rendiment del tub de buit no és massa més gran que el del captador pla. Per tant en aplicacions d'ACS no sol compensar el sobrecost que suposa, en canvi per aplicacions a temperatures més altes el tub de buit ja comença a ser més competitiu [13].





Gràfic 5.1 Corbes de rendiments de diferents tipus de captadors en funció de la diferència de temperatures entre el col·lector i l'ambient (a radiació d'obertura 800 W/m<sup>2</sup>) [13].

Darrerament per a grans instal·lacions s'està apostant per l'ús de grans captadors plans (6 m<sup>2</sup>-10 m<sup>2</sup>), d'alta eficiència i antireflexius com els LBM AR de Wagner Solar, que en certes aplicacions poden arribar a rendiments semblants als de tub de buit i de preu més assequible, tal com es mostra en la comparativa següent pels diferents captadors:

Tipus de captador	Models comercials	Rendiment òptic del captador	Coef. de pèrdues [W/m <sup>2</sup> ·K]	Rendiment instantani a 90°C	Àrea captador [m <sup>2</sup> sup. útil]	Preu unitari [€/m <sup>2</sup> sup. útil]
Captador normal	EURO-C20HTF	0,81	3,47	30-35%	2,39	310,99
Gran capt. pla selectiu	LBM 100 AR	0,83	2,43	45-50%	9,1	385,26
Captadors de tubs de buit	Vitosol 300 H30	0,825	1,19	55-60%	3,21	1004,67

\*El rendiment del captador millora si el rendiment òptic augmenta, disminueixen les pèrdues i quan la temperatura de treball és menor.

Taula 5.2 Comparativa captadors de: Wagner Solar i Viessmann



Es pot veure com el preu per  $m^2$  de superfície útil dels captadors de tubs de buit, és força major que els grans captadors plans selectius d'alta eficiència, i en canvi la superfície que cobreixen és molt menor. Per tant, per a grans instal·lacions, molts cops és convenient instal·lar grans captadors plans selectius d'alta eficiència enlloc de tubs de buit.

Al projectar moltes de les instal·lacions, les enginyeries es troben amb problemes d'espai lliure d'ombres a les cobertes, o usos inadequats. Per resoldre'ls, una solució és l'ús de pèrgoles, estructures que eleven els captadors de manera que quedin fora de l'abast de les ombres de xemeneies i altres.

Per a l'elecció dels captadors d'aquest projecte, s'ha de considerar que la coberta és un terrat pla de  $580 m^2$  totals, en el que caldrà evitar l'ombra de xemeneies i baranes, fet que redueix força l'espai disponible (veure apartat 8.2). Per altra banda situant la sala de calderes i refredadores a la coberta es redueix tan dràsticament l'espai lliure que potser caldrà plantejar de situar alguns captadors sobre les pròpies sales de la coberta i col·locar pèrgoles. Una altra solució a estudiar és posar la maquinària al sotano de l'edifici, tot i reconeixent que comportarà preveure una ventilació important.

En apartats posteriors s'analitzarà la capacitat de la coberta i es realitzarà un estudi comparatiu dels captadors plans LBM 100 AR de Wagner Solar i els tubs de buit Vitosol 300 H30 de Viessmann.

#### Influència del cabal del primari solar en el rendiment dels captadors

Aparentment, per a uns mateixos valors de temperatura d'entrada i nivell de radiació solar, el rendiment del captador hauria de disminuir al reduir el cabal, donat que augmenta el salt tèrmic i per tant la temperatura mitjana de treball del captador. Però per altra banda, com més baix és el cabal, major és l'estratificació a l'acumulador, per tant menor és la temperatura del fluid a la sortida de l'acumulació cap al captador solar, i en conseqüència major és el rendiment dels captadors. Aquests dos efectes són contradictoris però estudis [13] realitzats pels propis proveïdors de Wagner Solar demostren que en general convé reduir el cabal del primari per augmentar el rendiment.



### Sistemes d'evacuació de la calor sobrant dels captadors

En certs mesos de l'any en què les necessitats energètiques estan per sota de les aportacions solars és necessari dissipar la calor sobrant per evitar el sobreescalfament dels captadors i problemes en el circuit (augments de pressió i temperatura que danyin els equips). Els projectistes solen utilitzar sistemes d'evacuació de calor basats en un ventilador, els anomenats "aeroterms". Hi ha dues raons que fan que els fabricants desenvolupin sistemes alternatius: els aeroterms consumeixen força energia elèctrica, i en cas de manca de subministrament elèctric la instal·lació queda desprotegida.

Un d'ells està basat en el funcionament d'una vàlvula de tres vies, tot/res, que aïlla el circuit solar abans de la bomba en cas que pugi molt la temperatura. Aquest sistema presenta el problema de que cal que les canonades del primari resisteixin temperatures molt altes (entre 140 i 200°C), i per tant calen: soldadures dures, vasos d'expansió capaços de absorbir el líquid desplaçat, etc. A més, per evitar que les altes pressions espatllin els vasos d'expansió, es situen dipòsits tampó abans d'aquests.

En el cas d'aquest projecte en el que es vol cobrir part de les necessitats de refrigeració, no hi haurà massa problemes de sobreescalfament dels captadors, ja que sempre hi haurà demanda a cobrir. De tota manera es prendran les mesures de seguretat necessàries.

### Acumulador solar

La dimensió dels acumuladors solars es decideix en funció de dos paràmetres: el perfil de consum i el nivell de cobertura solar desitjat. Per obtenir més cobertura cal una major acumulació.

Per a cada aplicació és important determinar la relació més adient de volum d'acumulació respecte superfície de captació ( $V/A$ ), ja que grans superfícies de captació amb volums relativament petits comporten temperatures d'acumulació (i de treball) més altes, reduint l'eficiència dels col·lectors. Com més gran sigui la temperatura màxima permesa a l'acumulació, menor serà el volum necessari i s'augmentaran les hores d'operació del sistema solar. Aquesta temperatura va en funció del material de l'acumulador, de la presència de calç en l'aigua i del sistema de protecció.



En concret, per a una cobertura solar de la demanda petita (30-40%) cal poca acumulació per unitat d'àrea de captació (30-45 l/m<sup>2</sup> de captador), mentre que per a cobertures solars grans (65-75%) cal una acumulació major (>60l/m<sup>2</sup> de captador), cas de l'ACS [14]. Per a la instal·lació projectada serà convenient fer un anàlisi de sensibilitat amb diferents volums d'acumulació i comparar els beneficis amb la inversió inicial necessària.

### 5.1.2. Refredadores tèrmiques: Màquina d'absorció

Les tecnologies de refrigeració que es poden acoblar a un sistema solar són les màquines refredadores tèrmiques, que no necessiten d'un compressor mecànic, sinó tèrmic, el qual no necessita quasi energia elèctrica. Entre elles destaquen la màquina d'absorció, la d'adsorció, la dessecació i el refredament evaporatiu.

Com es demostrarà posteriorment, degut al rang de potències demandat en el projecte i al no tractar-se d'una indústria que pugui disposar d'energies de rebuig, únicament es descriurà el procés d'absorció ja que es el més estès i utilitzat per a aquest tipus d'instal·lacions.

#### Cicle d'absorció

El seu funcionament es basa en les reaccions físico-químiques entre un refrigerant i un absorbent per produir un efecte de refrigeració.

La diferència principal amb les màquines frigorífiques convencionals és la substitució del compressor mecànic del cicle de refrigeració per un compressor tèrmic format per un *absorbidor* i un *generador*. Per accionar el sistema utilitza energia calorífica i en aplicacions d'energia solar tèrmica aquesta energia tèrmica sol ser aigua calenta.

Hi ha bàsicament dues màquines diferents, cadascuna funciona amb la combinació de dos líquids (NH<sub>3</sub> i aigua) o (LiBr i aigua) que fan cicles inversos. En aplicacions de refrigeració de locals (T<sub>int</sub>>18°C) i com que les potències a cobrir en aquest projecte seran més aviat petites és més convenient la màquina LiBr, que té un CEE de 0,6 a 0,7 i pot funcionar amb aigua calenta a partir de 80°C. En canvi la màquina de NH<sub>3</sub> se sol usar en indústries i per grans potències.

*Cicle d'absorció aigua/bromur de liti (LiBr):*



En aquests sistemes, el refrigerant és aigua i l'absorbent és una solució de LiBr.

El vapor del refrigerant alliberat en l'evaporador s'absorbeix en la solució absorbent i aquesta es dilueix. Per recuperar el refrigerant i reconcentrar la solució, aquesta es bombeja al generador on mitjançant l'aportació de calor (en aquest cas energia solar) s'allibera el refrigerant per destil·lació. La solució concentrada s'envia a l'absorbidor per tornar a absorbir el refrigerant evaporat (a baixa pressió). El vapor alliberat en el generador (a major pressió i temperatura) passa al condensador. El cicle es mostra en la figura següent:

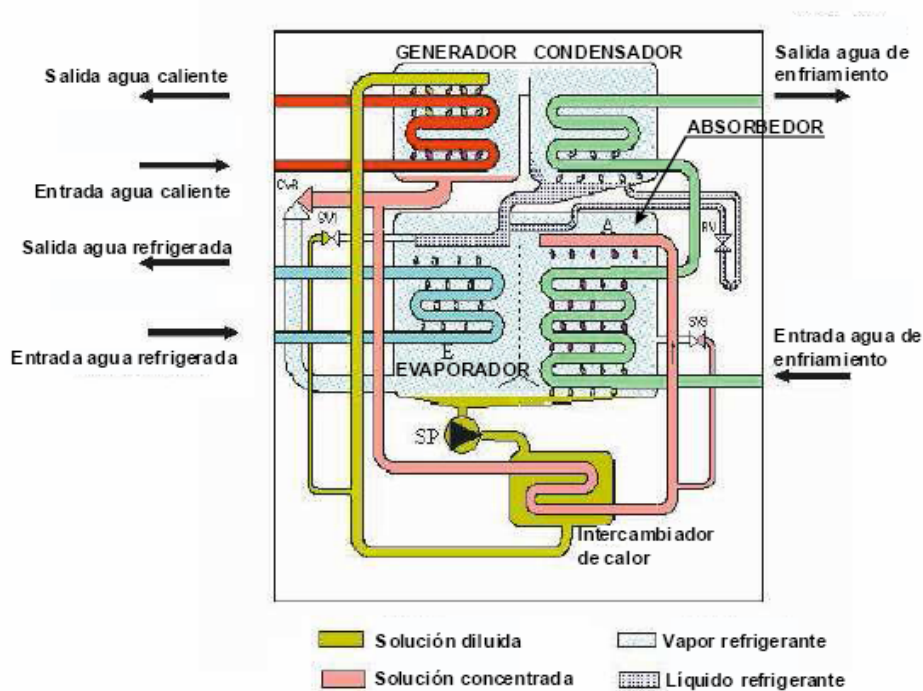


Fig. 5.1. Esquema del cicle d'absorció aigua/LiBr [15]

Una primera dificultat en relació a l'ús d'energia solar tèrmica en el procés d'absorció és el tipus de captadors a usar. Els més adequats són els captadors plans selectius, els de concentrador / parabòlics o els de tub de buit. Per a la utilització de captadors plans o de tub de buit caldrà una màquina d'absorció de simple efecte, que té temperatures d'entrada de l'aigua de generació més baixes, al voltant de 90°C. L'altra opció seria usar captadors parabòlics amb seguiment solar i una màquina a doble efecte que funcioni amb aigua a més

temperatura o amb vapor, però aquesta opció s'ha descartat perquè això encarriria molt el cost



de la instal·lació. Els tubs de buit tenen més rendiment a altes temperatures, però com ja s'ha comentat darrerament els proveïdors estan potenciant grans captadors plans de superfície d'absorció selectiva, que poden treballar a temperatures al voltant de 90°C amb rendiments força alts si se'n fa una bona regulació.

L'altre dificultat que presenten les màquines d'absorció és que els és difícil de parcialitzar la potència frigorífica donada amb un bon rendiment, per tant si es posés únicament aquest sistema no s'ajustaria bé a les necessitats tan variables de l'edifici. Més endavant caldrà trobar quina part de les necessitats tèrmiques de refrigeració haurà de cobrir la màquina d'absorció i quines el sistema convencional de suport.

#### Influència de diferents paràmetres en el funcionament de la màquina d'absorció

A l'hora de triar la màquina d'absorció cal tenir en compte els següents fenòmens [15]:

1. El risc de formació de cristalls de LiBr que pot interrompre la circulació de fluids en la màquina o que pot rescalfar i espatllar el motor de la bomba de solució. Per això cal:

- Evitar la disminució de la temperatura de la solució, cosa que passa quan la temperatura de refredament (la de l'aigua a la torre de refrigeració) és massa baixa.
- Evitar que la solució es centri, fet que succeeix si la temperatura és massa alta i se separa massa vapor d'aigua.

2. Generalment degut a l'augment de la temperatura de treball, es descompon l'inhibidor de corrosió de les parets del bescanviador de calor. Per això cal fer un manteniment preventiu regular.

#### **5.1.3. Sistemes d'energia auxiliar**

Són sistemes convencionals que donen suport a l'obtenció d'energia.

En la instal·lació d'ACS i calefacció s'utilitzarà una caldera centralitzada de recolzament pels moments en que el sistema solar no pugui cobrir la demanda. Es prefereix la caldera de gas natural enlloc d'un sistema basat en una resistència elèctrica ja que és més eficient, degut

sobretot als processos d'obtenció d'electricitat (el mix de generació elèctrica). És més



convenient el gas natural enlloc del fuel, ja que produeix menys emissions de gasos. De tota manera, a nivell ambiental seria plantejable buscar una caldera de biomassa o biodiesel per evitar emissions de CO<sub>2</sub> computables. També es disposarà d'un acumulador d'aigua per tal de evitar l'arrencada i la parada continua de la caldera.

En la instal·lació de refrigeració es pot instal·lar una caldera de recolzament per garantir que en tot moment la màquina d'absorció disposi de l'energia necessària pel seu funcionament, a més de garantir una temperatura constant en el generador i no provocar oscil·lacions tèrmiques que provoquin una disminució del rendiment. La connexió de la caldera es pot fer en sèrie o en paral·lel. La caldera estarà en sèrie únicament quan la temperatura de l'acumulador es trobi entre la de retorn al generador de la màquina d'absorció i la d'impulsió al mateix. Si aquesta temperatura és més baixa que la del retorn, la caldera es connectarà en paral·lel per tal que no escalfi el dipòsit d'acumulació solar [14]. En el cas d'aquest projecte, es considera adequada la connexió en sèrie. Per altra banda, l'alternativa a la caldera consisteix en disposar d'una refredadora convencional per compressió en paral·lel, que es posi en marxa quan l'energia solar és incapaç d'accionar la màquina d'absorció.

Per poder comparar l'eficiència dels diferents sistemes s'utilitza el CEE.

En el cas de posar-hi la caldera el producte del rendiment de la caldera de 0,8 pel CEE de la màquina de absorció de simple efecte de 0,7 dóna una eficiència global de 0,56. En canvi, en el cas de la refredadora, considerant un CEE pel sistema de compressió de vapor de 3 i una eficiència de 0,35 en la central tèrmica per a la generació d'energia elèctrica, s'obté una eficiència global referida al consum d'energia primària de 1,05.

De tota manera en aquest projecte, com que la caldera també dóna suport per a les aplicacions de ACS i calefacció, es considera imprescindible la seva instal·lació. A més l'objectiu és que la màquina d'absorció funcioni de forma continua; per això cal necessàriament un suport de caldera, ja que si sols funcionés amb el solar estaria parada llargs períodes de temps. Cal remarcar que es planteja l'ús d'una sola caldera que cobreixi les necessitats de totes les instal·lacions, ja que així agafant una caldera prou potent, d'alta eficiència i fent-ne una bona regulació es podrà aprofitar millor la inversió.





Per altra banda, part de la demanda frigorífica es cobrirà amb refredadores de compressió i també caldrà afegir un tanc d'acumulació d'aigua freda per esmorteir els desfasatges de disponibilitat de radiació i demanda frigorífica i per evitar l'arrencada i la parada continua dels compressors. S'ha descartat la possibilitat d'utilitzar una bomba de calor com a equip de suport tant a la calefacció com a la refrigeració degut a que el cost del kWh elèctric és casi quatre vegades més gran que el del kWh tèrmic. Malgrat el CEE de la bomba és 4 vegades major que el de la màquina d'absorció, sols és recomanable en edificis amb una superfície climatitzada per sobre dels 5000 m<sup>2</sup>, i l'edifici d'estudi sols té 2478 m<sup>2</sup>.

### L'elecció:

Finalment s'escull un sistema mixt que constarà d'una màquina d'absorció per a la refrigeració de les sales amb una aportació per a energia solar tèrmica, que al seu torn també aporta energia a les necessitats d'ACS i calefacció. Tot amb una caldera de suport.

De fet, la màquina d'absorció és un element que encareix molt la instal·lació avui en dia en comparació amb les refredadores convencionals. Per raons econòmiques, per problemes d'espai a la coberta i de necessitats frigorífiques variables s'ha considerat adequat d'analitzar-ne la utilització per cobrir únicament una fracció de les necessitats tèrmiques de l'edifici, i la resta amb refredadores elèctriques convencionals.

En el següent capítol s'observarà la influència dels dos tipus de captadors ja citats en la contribució solar global. Un cop triat el sistema, es farà un estudi de viabilitat econòmica de la instal·lació.

## **5.2. Sistemes de distribució terminals**

Són els elements utilitzats per distribuir la calor o el fred dins de l'habitatge i obtenir les condicions de confort sol·licitades pels usuaris.

Hi ha moltes instal·lacions diferents, però algunes s'han descartat ràpidament per ineficiència. Els radiadors, en el cas de la calefacció, encara que avui en dia són molt utilitzats, no permeten arribar a les condicions de confort demandades, ja que la distribució de l'aire calent no resulta prou uniforme. En el cas de la refrigeració es troben els clàssics splits o sistemes



d'aire acondicionat autònoms, de finestra, etc. Aquests provoquen, entre d'altres, problemes de sequedat dels locals i problemes respiratoris als ocupants.

Els radiadors normals s'alimenten amb aigua a 80-90°C i no són adequats amb captadors plans ja que a temperatures molt altes tenen rendiments baixos. Per això calen sistemes calefactores capaços de treballar a temperatures inferiors als 50°C. D'aquests sistemes, els més coneguts són: els radiadors sobredimensionats, el terra radiant i els fancoils.

### Radiadors sobredimensionats

Són radiadors amb molta més superfície que els convencionals per tal de poder cedir la mateixa quantitat de calor amb un cabal d'aigua circulant per l'interior a una temperatura menor. En relació al nivell de confort de l'usuari, presenten els mateixos problemes que els radiadors clàssics.

### Superfícies radiants

La més coneguda és el terra radiant, tot i que existeixen parets radiants, sòcals i forjats. En ells l'aigua circulant per l'interior de les canonades sota els forjats té una temperatura entre 30 i 40°C. Els proveïdors de cada sistema poden aconsellar-ne l'elecció, però per a calefacció el més adequat és el terra radiant, amb el que s'obté un confort màxim, ja que permet tenir una agradable sensació de peus calents i cap fred. A més no ocupa espai útil de la sala, ja que queda sota el paviment del forjat, etc. Darrerament s'ha començat a comercialitzar sistemes refrescants per a l'estiu, i tot i que no arriben a refredar el local, poden contribuir a disminuir les temperatures una mica i segons en quins casos això pot ser suficient.

En el cas de l'edifici en qüestió el problema rau en el fet que el terra radiant resultaria adequat per a la calefacció però no per a la refrigeració exigida pel client i caldria un altre sistema per realitzar-la. A més, el terra radiant és una instal·lació força cara que no sol resultar adequada per escalfar espais com les sales comuns de la residència, el menjador, etc.

### Fancoils

El fancoil o ventilo-convector forma part dels sistemes d'aire acondicionat aigua-aire.



Un fancoil consta d'un bescanviador de calor, un ventilador i un dispositiu de recollida de líquid condensat. Per refrigeració, el ventilador impulsa l'aire calent de la habitació a través del bescanviador de calor, refredant-se al seu pas per aquest, i escalfant al seu torn l'aigua freda que circula pel bescanviador de calor. Per calefacció es fa un procés invers.

Existeixen fancoils a 2 o 4 tubs. Els de 2 tubs tenen un tub d'impulsió i un de retorn, per tan funciona a l'hivern o l'estiu amb aigua calenta o freda, respectivament, però mai simultàniament. Els de 4 tubs tenen dos tubs (un d'impulsió i un de retorn, per a la calefacció) i uns altres dos per a la refrigeració. Per tant, cada unitat pot seleccionar-se independentment per donar fred (temperatures de treball entre 7-12°C) o calor (temperatures de treball entre 40 i 45°C). Hi ha unitats de muntatge en paret, al terra, al sostre o al falç sostre. Les de sostre es poden acoblar a difusors i reixes. Les mides d'aquests equips també varien de manera que poden cobrir des de petites potències per a una habitació fins a grans potències com per a un menjador.

#### L'elecció:

El sistema de fancoils de sostre a 4 tubs (escollit per la enginyeria contractista principal), permetrà produir calor o fred en el mateix moment segons les necessitats de cada sala. Això serà especialment important durant els mesos intermitjos d'abril i octubre o en sales amb molts ocupants i molta activitat a l'hivern.

De tota manera, el detall d'aquests elements no pertany a l'abast d'aquest projecte i per tant no se'n farà l'elecció concreta de marques i models.

### **5.3. Sistemes dissipadors d'energia**

Tota màquina frigorífica (tant les convencionals, com les d'absorció), produeix dos fluxos calorífics: una calor útil absorbida en el bescanviador de l'evaporador i una calor de dissipació que ha de ser alliberada en el condensador. Perquè es pugui refredar el fluid de dins del cicle cal que es faci un intercanvi de calor en el condensador amb un altre fluid que pot ser un circuit d'aigua, l'aire exterior, etc. Això dóna lloc a diferents tipus de equips que fan la funció



de dissipadors de calor, els més usats són: les torres de refrigeració, els aerorefrigeradors (condensadors refrigerats per aire), els bucles geotèrmics, i fins i tot l'aprofitament d'una part d'aquesta calor residual per escalfar piscines o ACS.

Els bucles geotèrmics es descarten ràpidament ja que les característiques de l'emplaçament de l'edifici no són adequades per a aquest tipus d'instal·lacions.

### Torres de refrigeració

Hi ha bàsicament dos tipus de torres: les de circuit obert i les de circuit tancat.

#### *Torres de circuit obert:*

L'aigua a refrigerar procedent de la font de calor (a temperatura més elevada) s'introdueix a través d'una connexió d'entrada i és distribuïda a través del farcit de la torre en forma pulveritzada. Simultàniament, l'aire de l'ambient es induït o forçat a contra corrent a través de la torre, provocant que una petita porció de l'aigua s'evapori. Aquesta evaporació extreu calor de l'aigua restant. L'aigua refredada cau a la bassa de la torre, des d'on es retorna a la font de calor. El circuit és obert perquè l'aigua que serà refredada està en contacte directe amb l'atmosfera.

#### *Torres de circuit tancat:*

L'aigua a refrigerar passa per l'interior d'un bescanviador de calor situat dins de la torre. El bescanviador és refrigerat per l'aigua recirculada de la torre. L'aire és forçat o induït a través del serpentí provocant que una porció de l'aigua del circuit secundari s'evapori. Aquesta evaporació absorbeix calor del fluid que hi ha a l'interior del serpentí. L'aigua del sistema secundari cau a la bassa des d'on és bombejada sobre el serpentí de nou. Aquest és un circuit tancat ja que el fluid a ser refredat està en un circuit tancat i no en contacte amb l'atmosfera.

#### *Funcionament general*

En resum, una petita porció d'aigua s'evapora per refredar la resta i l'aire serveix de vehicle a l'aigua que s'evapora per sortir del sistema [16]. En el procés de pulverització de gotes d'aigua a l'aire es formen aerosols que són partícules d'aigua d'una mida compresa entre 1 i 10



micròmetres. Per minimitzar la seva emissió a l'atmosfera, les torres de refrigeració han de tenir a la part superior dispositius separadors de gotes d'alta eficàcia.

Entre l'aigua més concentrada que s'obté a la bassa i que caldrà canviar, i la pròpia aigua evaporada en el procés (els 1,8 litres) és compta que cal afegir 3,6 litres d'aigua per a dissipar 4180 kJ (1000 kcal).

Les torres es dissenyen per aconseguir salts tèrmics de l'ordre de 5 a 10°C. La temperatura d'entrada de l'aigua sol estar dins del marge 25 a 45°C i la de sortida entre 20 i 40°C. En el cas d'aplicacions especials es fabriquen torres que admeten una temperatura d'entrada superior a 65°C. En la figura següent es mostren les torres de circuit obert (a) i tancat (b):

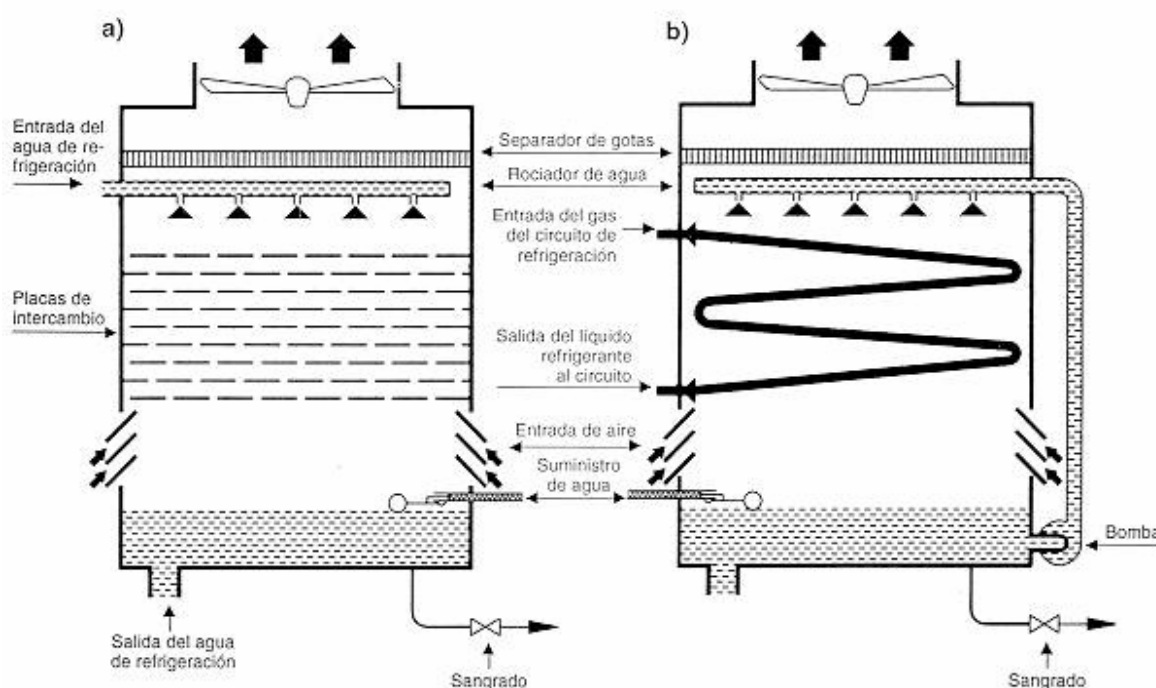


Fig. 5.2. Esquema de torres de refrigeració [17]

### Aerorefrigeradors

Són sistemes de refredament sec, que es componen d'una extensa superfície de coure i alumini amb aletes i ventiladors axials d'alta velocitat de circulació. Aquests bescanviadors tèrmics ofereixen una gran fiabilitat i són capaços de mantenir la temperatura de l'aigua a uns pocs graus sobre la temperatura ambient. Són la solució perfecta pel refredament de



màquines petites, ja que treballen en circuit tancat, el que evita el consum d'aigua i els complicats treballs de manteniment característics de les torres de refrigeració. A més el seu consum elèctric per petites potències és força baix i el cost inicial és assequible. Aquests sistemes alternatius basats en l'aerorefrigeració no impliquen la generació d'aerosols a la atmosfera. La total absència de manteniment fa que el refredador sec representi la solució més fiable a llarg termini.

#### Consideracions en màquines d'absorció:

El sistema dissipador de calor és el que genera més problemes en la màquina d'absorció. Si l'equip dissipador està mal dimensionat, el cabal d'aigua no és adequat o el circuit és incorrecte es poden produir els següents problemes:

- Parada de la màquina per detecció d'alta temperatura al condensador, que comportaria una producció insuficient de líquid refrigerat.
- Augment de la temperatura provocat per la descomposició de l'inhibidor de corrosió. Això provoca la formació de gasos  $\text{NO}_x$  que trenquen el buit i la corrosió dels metalls.
- Formació de cristalls de LiBr per la disminució de la temperatura de l'aigua de refredament a la torre.

En resum, la capacitat frigorífica de la màquina augmenta:

- Si augmenta la temperatura de l'aigua calenta en el generador de la màquina d'absorció.
- Si disminueix la temperatura de l'aigua de refredament a la torre
- Si augmenta la temperatura de l'aigua refrigerada o de refrigeració.

Les màquines d'absorció necessiten una temperatura d'entrada a la màquina de l'aigua que torna de la dissipació al voltant dels  $30^\circ\text{C}$  i no gaire superiors, ja que el seu rendiment es veu afectat per l'augment d'aquesta temperatura i, per tant, la capacitat frigorífica disminueix. Per exemple, usant un sistema basat en un condensador refrigerat per l'aire exterior, en mesos d'estiu, quan la temperatura exterior arriba al voltant dels  $40^\circ\text{C}$ , té molt poca capacitat de refredar l'aigua de dissipació i té un rendiment molt baix. En canvi, els sistemes evaporatius com les torres de refrigeració, al poder aprofitar la temperatura de bulb humit de l'aire exterior



(al voltant de 26°C a Barcelona) per fer l'intercanvi de calor són els més adequats. Per això es fa difícil refredar l'aigua de dissipació en les condicions requerides sense l'ús de torres de refrigeració o sistemes semblants [15].

Per l'elecció de la torre de refrigeració, una primera característica a tenir en compte és que cal minimitzar la pèrdua de fluid de l'interior del cicle, per això en principi resultaria més convenient una torre de circuit tancat, enlloc de la de circuit obert. Les torres de circuit obert solen donar problemes en l'absorbidor de la màquina d'absorció ja que l'embruten i perd la capacitat d'intercanvi tèrmic als pocs mesos de funcionament. No obstant, hi ha un factor encara més important a tenir en compte, que té relació amb el rendiment de la màquina d'absorció i la temperatura de retorn cap al condensador. Aquest factor és que per augmentar la capacitat frigorífica cal una temperatura d'entrada al condensador el més baixa possible dins del rang ( $25 < T < 35^{\circ}\text{C}$ ). Això fa que la torre de circuit obert sigui més adequada, ja que el refredament es produeix entre l'aire a temperatura humida (uns 26°C a Barcelona) i el fluid a refrigerar (a 35°C aprox.). Així, es pot aconseguir un retorn cap a la màquina d'absorció d'uns 30°C. En canvi en una torre de circuit tancat, l'aire a 26°C refreda l'aigua de fora del serpentí al voltant de 30°C i aquesta aigua al seu torn haurà de refredar l'aigua de dins del serpentí. Per tant s'obté un retorn cap al condensador de la màquina d'absorció d'uns 35°C. En resum la torre de circuit obert aconseguix una temperatura de retorn menor i per tant és la més convenient. A part, per solucionar els problemes per embrutiment del circuit caldrà comptar amb la col·locació de bons equips de filtració i d'un bon manteniment.

Per altra banda, un cop vistes les necessitats, també s'estudia la possibilitat d'usar noves tecnologies de torres de refrigeració més eficients i que aconseguixen temperatures més baixes, com les del fabricant Baltimore. En concret, es compara l'ús d'una torre de refrigeració de circuit obert convencional (model VXT) amb una torre tancada híbrida (model HXI) i amb una torre anomenada "Refredador Adiabàtic" (model DFC) [18].

#### *Torre híbrida HXI*

La torre tancada híbrida és semblant a la torre tancada convencional però a més té una bateria seca per sobre dels pulveritzadors per on sempre passa l'aigua a refrigerar, una vàlvula de tres vies que segons la temperatura deixa passar aquesta aigua per la bateria



humida de sota i un termòstat que controla el funcionament dels pulveritzadors. Això fa que pugui funcionar en tres modes diferents segons la temperatura de consigna establerta, l'anomenat *switch point*, que són 17,7°C (Temperatura de treball en sec). Aquests modes d'operació són:

- Funcionament en sec: a l'hivern quan la temperatura exterior és menor a 17,7°C els pulveritzadors no actuen i l'aigua es refreda únicament amb l'aire a contracorrent.
- Mode adiabàtic: cap a la primavera els pulveritzadors es posen en marxa per refredar l'aire però la vàlvula de tres vies tanca l'entrada a la bateria humida, ja que no és necessària per refredar l'aigua. Per això la quantitat d'aigua que s'evapora per saturar la humitat és molt petita, de l'ordre d'un 20% de la que caldria en una torre normal.
- Mode combinat: a l'estiu la vàlvula de tres vies deixa passar l'aigua per la bateria humida però sols fins que s'arriba a la temperatura de consigna, llavors tanca l'entrada a la bateria humida i treballa en sec. Per això sols es consumeix de l'ordre d'un 80% de l'aigua que consumiria una torre clàssica.

En conjunt aquesta torre aconsegueix un estalvi anual del 75% de l'aigua consumida per una torre convencional. Encara que si que està subjecte a la normativa antilegionel·la. La figura següent mostra un esquema d'aquesta torre:

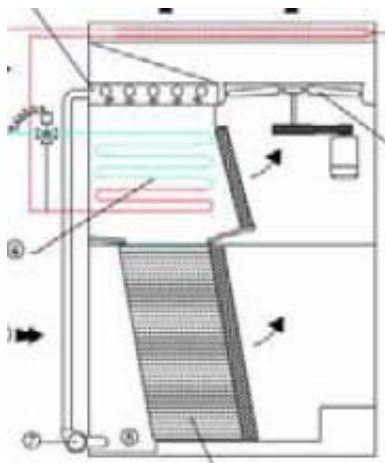


Fig. 5.3. Esquema de la torre híbrida HXI de Baltimore [18]





### Refredador adiabàtic DFC

El refredador adiabàtic consisteix en dues bateries seques en forma de "V" i dos prerefredadors adiabàtics formats per una estructura de resines. Quan la temperatura ambient és menor a  $26,9^{\circ}\text{C}$  l'aire passa pels prerefredadors i va fins a les bateries sense refredar l'aigua calenta que hi passa. Aquests prerefredadors tenen en la part superior un tub que quan és necessari deixa caure aigua per gravetat (no pulveritzant). És únicament quan la temperatura és major de  $26,9^{\circ}\text{C}$  que una vàlvula electrostàtica activa aquest mecanisme, llavors l'aire calent i sec passa pel prerefredador humit i en surt aire fred i humit però sense aerosols (que queden retinguts en les resines de l'element). Aquest aire és l'encarregat de refredar l'aigua calenta de la bateria seca i un cop acabat el procés l'aire surt de la torre altre cop escalfat però sense aerosols.

Al no tenir pulveritzadors, no generar aerosols i al no tenir basses de recollida de l'aigua, no requereix de productes de tractament de l'aigua (biocides) ni està subjecte a la normativa relativa a la Legionel·losis, que exigeix entre d'altres: neteges contínues, disposar de sistemes de dosificació en continu dels biocides, tenir un llibre de registres, etc. Com que sols s'utilitza aigua quan la temperatura és major de  $26,9^{\circ}\text{C}$  s'aconsegueix un estalvi d'aigua anual de l'ordre del 72% comparant amb una torre convencional. A més l'aigua que cau del tub i traspasa els prerefredadors es pot recollir en una cisterna i utilitzar-se per regar.

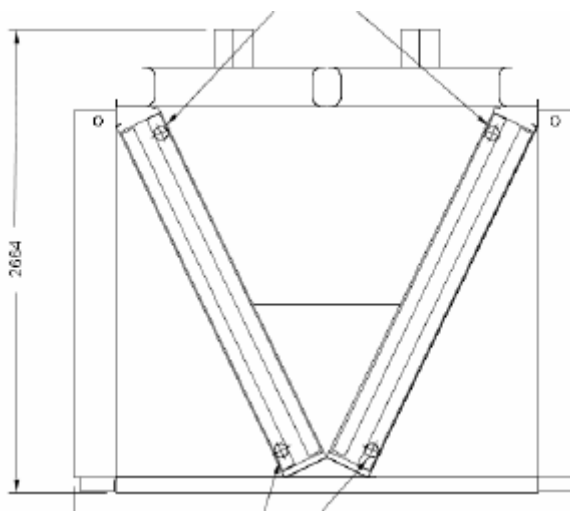


Fig. 5.4. Esquema de refredador adiabàtic DFC de Baltimore [18]



### L'elecció

Queda clara la conveniència d'una torre de refrigeració moderna que minimitzi el consum d'aigua i els riscos, però per decidir entre les diferents torres proposades (la clàssica, la híbrida o el refredador adiabàtic) caldrà fer un estudi comparatiu més detallat.

Per últim dir que es descarta utilitzar una part d'aquesta calor a dissipar per a la producció de l'Aigua Calenta Sanitària de l'edifici ja que la temperatura no seria suficientment alta i caldria una gran aportació convencional de calor que complicaria el disseny de la instal·lació.



## 5.4. Resum dels sistemes escollits

La taula següent mostra un resum dels sistemes finalment escollits:

<b>Sistemes d'obtenció d'energia</b>	Solar Tèrmica	Captadors de $T < 100^{\circ}\text{C}$
		Més rendiment si cabal pels captadors baix => estratificació a l'acumulació
		Protecció sobrecalfaments: vàlvula 3 vies + dipòsit tampó
		Acumulació petita (V/A 30 – 45 l/m <sup>2</sup> )
	Màquina d'absorció	Simple efecte aigua / LiBr
Energia auxiliar	Caldera gas natural per a: ACS, calefacció, generació màquina absorció	
	Refredadores elèctriques: refrigeració	
<b>Sistemes de distribució terminals</b>	Fancoils	Fancoils a 4 tubs de sostre
<b>Sistemes dissipadors d'energia</b>	Torres de refrigeració	Baixa temperatura de retorn cap al condensador per augmentar el rendiment de la màquina d'absorció.

*Taula 5.3. Resum dels sistemes escollits i les conclusions determinades*

Queden pendents l'elecció dels següents elements:

	<b>Pendent d'escollir</b>
<b>Captadors</b>	Plans selectius d'alt rendiment i gran superfície / Tubs de buit
<b>Torres de refrigeració</b>	Clàssica oberta / Tancada híbrida / Refredador Adiabàtic

*Taula 5.4. Elements pendents d'escollir*





## 6. Normativa aplicable

### 6.1. El Codi Tècnic de l'Edificació

El CTE (Codi Tècnic de l'Edificació, Reial Decret 314/2006 del 17 de març) és el marc normatiu que estableix les exigències que hauran de complir els edificis en relació amb els requisits bàsics de seguretat i habitabilitat establerts a la Llei d'Ordenació de l'Edificació (LOE).

Dins dels set apartats del Codi Tècnic, es destaca l'apartat "HE Estalvi d'energia" [19] que consisteix en aconseguir un ús racional de l'energia necessària per a la utilització dels edificis, reduint a límits sostenibles el seu consum i aconseguint que part d'aquest consum procedeixi de fonts d'energia renovables. Tot això permetrà disminuir la dependència dels combustibles fòssils. Concretament es destaquen:

- La secció "HE2: Rendiment de les instal·lacions tèrmiques", que queda definida en el nou RITE (Reglament d'Instal·lacions Tèrmiques en Edificis), explicat un mica més avall.
- La secció "HE4: Contribució solar mínima d'ACS", obliga tan a edificis nous com a rehabilitats, a que cobreixin una part de les seves **necessitats d'aigua calenta sanitària** mitjançant la incorporació de sistemes de energia solar de baixa temperatura.

Sols remarcar que se sol exigir que es cobreixi amb energia solar entre un 60 i un 75% del consum energètic d'ACS, segons la zona climàtica (en aquest cas Barcelona correspon a la zona II) i segons l'energia de suport sigui per caldera o per energia elèctrica (dita també d'efecte Joule). La normativa és més restrictiva amb les instal·lacions que utilitzen energia elèctrica degut al seu pitjor rendiment. És important ressaltar que la normativa no exigeix una mida d'instal·lació solar (àrea de captadors, volum d'acumulació, etc.) ni una configuració determinada dels components del sistema, sinó un resultat de producció energètica solar.

En quan a **calefacció per energia solar** el CTE no imposa cap aspecte, però en fa alguna recomanació, en canvi la **refrigeració solar** ni es menciona.

En l'annex D es detallen els apartats del CTE d'utilitat en el projecte i les derogacions de normatives anteriors que el CTE ha suposat.



## 6.2. El Reglament d'Instal·lacions Tèrmiques dels Edificis

El nou RITE (Reglament d'Instal·lacions Tèrmiques dels Edificis) [20], del 31/7/06 ha estat aprovat a principis de l'agost de 2007.

Es consideren instal·lacions tèrmiques les instal·lacions fixes de climatització (calefacció, refrigeració i ventilació) i les d'aigua calenta sanitària.

Els aspectes més destacats són els següents:

Pels generadors de calor exigeix que les calderes de potència nominal major a 400 kW tinguin un rendiment com a mínim igual a l'exigit per aquestes calderes en el RD 275/1995, del 24 de febrer. Si la potència tèrmica nominal a instal·lar és major que 400 kW caldrà instal·lar més d'un generador per tal de fer una parcialització de la potència. Tot i així es podrà fer una solució diferent si es justifica que la eficiència energètica és com a mínim la mateixa. Pels generadors de fred també caldrà parcialitzar la potència per tal de cobrir la variació de la demanda.

També estableixen: el gruix d'aïllament en diferents canonades i acumuladors, la caiguda de pressió d'aparells concrets i del conjunt, els mètodes de control i regulació, etc.

## 6.3. Normativa sobre Legionel·la

La legionel·la és una bactèria que pot colonitzar instal·lacions que funcionin amb aigua calenta i produeixin aerosols, que són gotes d'aigua que contenen la bactèria i que al ser inhalades poden provocar legionel·losis. Per fer front a aquest risc sanitari des del any 2000 s'ha anat desenvolupant un marc normatiu força restrictiu [21].

Avui en dia les normatives en vigor posen mesures i accions per minimitzar els brots de legionel·la establint les condicions higienico-sanitàries a complir pels sistemes i aparells que continguin aigua i que sigui susceptibles de produir aerosols. Aquestes normatives s'enumeren en l'annex D.



En aquest projecte hi ha diferents sistemes que són unitats de risc de legionel·la i que cal que compleixin varies exigències entre les que es destaquen les següents:

#### 1. En els sistemes d'aigua sanitària:

Cal evitar que s'estanqui l'aigua i disposar de vàlvules de retenció segons la norma UNE-EN 1717. La temperatura de l'aigua freda no ha de superar els 20°C i cal evitar la transferència de calor des de les canonades d'aigua calenta, aïllant les canonades d'aigua freda. A més, la temperatura de l'aigua calenta no ha de ser inferior a 50°C en el punt més allunyat del circuit o a la canonada de retorn a l'acumulador. La instal·lació ha de permetre que l'aigua arribi a una temperatura de 70°C per fer la desinfecció tèrmica preventiva. Finalment, cal assegurar una temperatura de 60°C prèviament a la seva distribució per al consum.

Per altra banda la temperatura de consigna de la demanda d'ACS vé fixada en el seu valor mínim per la normativa contra la legionel·la a un valor de 60 °C per aquells edificis que els és d'aplicació (hotels, hospitals...) o per costum, a 45 °C, en aquells edificis que no els és d'aplicació (habitatges individuals o col·lectius). En aquest projecte, caldrà considerar l'aigua a 60°C.

#### 2. En les torres de refrigeració:

S'han d'ubicar en llocs allunyats de les persones i protegint les preses d'aire condicionat i les finestres. Han d'estar dotats de separadors de gotes d'alta eficàcia. A més, la quantitat d'aigua arrossegada ha de ser inferior al 0,05% del cabal d'aigua en circulació a l'aparell, evitant l'estancament amb tubs de desguàs, purga, etc. i disposant de sistemes de dosificació en continu del biocida.

## 6.4. Ordenança Solar Tèrmica de Barcelona

Barcelona va ser dels primers municipis de l'estat en impulsar i aprovar una ordenança de captació solar tèrmica el 19/02/1999, que ara compta amb la modificació del 2006 [6].



Aquesta defineix un percentatge de contribució solar mínim a cobrir a una temperatura de referència de 60°C, per instal·lacions d'Aigua Calenta Sanitària amb caldera de combustibles fòssils o amb recolzament per efecte Joule (resistència elèctrica).

En l'annex I de l'Ordenança Solar Tèrmica de Barcelona s'estipula el mínim consum diari a 60°C per diferents usos, en concret els que interessin pel projecte són els que es mostren a la taula següent:

tipus d'ús	litres/dia	unitats
residència geriàtrica	55	l/pers
bugaderia	3	l/kg de roba
restaurant	5	l/àpat
cafeteria	1	l/dinar
vestuaris/ dutxes col·lectives	15	per servei

*Taula 6.1. Consums diaris exigits*

La Ordenança també diu com calcular el consum si l'acumulador final no es troba a 60°C, el valor de la temperatura de l'aigua freda de xarxa mensual a usar i la radiació recollida en "l'Atlas de Radiació Solar a Catalunya" del 2005 [22]. A més exigeix la consideració de les pèrdues en l'acumulació, la distribució i la recirculació del sistema.

Finalment exigeix al titular la realització del manteniment i les reparacions de la instal·lació per tal de garantir la màxima eficiència.

## 6.5. Qualificació Energètica dels edificis

El RD 47/2007 [23], del mes de maig, sobre la qualificació de l'eficiència energètica dels edificis, serà d'aplicació voluntària fins el novembre de 2007, en que passarà a ser de caràcter obligatori. Aquest reglament obliga a que els edificis es divideixin en categories de A-G, per tal que l'usuari final pugui conèixer l'eficiència del seu edifici. Concretament els edificis que compleixin el CTE correspondran als grups C i D, i els edificis que compleixin més del que obliga el CTE correspondran a les categories A i B.





## 6.6. Reglaments relatius a màquines d'absorció

La reglamentació estatal no fa referències molt explícites a les aplicacions de plantes frigorífiques per sistemes d'absorció.

En l'anterior reglament, el Reglament d'Instal·lacions de Calefacció, Climatització i Aigua Calenta Sanitària, (derrogat pel RITE), concretament en l'apartat IT. IC. 11.4.3. s'establia una relació simple dels components que havien d'incorporar les plantes d'absorció i els controls mínims exigits. A més, sols era autoritzada la seva utilització en el cas de disposar d'una energia gratuïta o residual de caràcter permanent o bé quan no existís la possibilitat d'usar l'energia elèctrica.

L'actual RITE encara és menys explícit. Recomana l'ús d'instal·lacions de cogeneració i tots aquells sistemes que utilitzin energies tèrmiques residuals, però sols fa una menció directa als equips d'absorció de doble efecte en quan a la protecció en tema de gasos. Tampoc existeix actualment cap Norma UNE específica per equips d'absorció i el Reglament de Recipients a Pressió i Seguretat de Plantes i Instal·lacions Frigorífiques (RD 3099/1977) sols s'hi refereix de manera general.

Fora d'Espanya la normativa també és força escassa [24], sols la norma ARI 560/1992 (*Absortion water chilling and water heating packages*) estableix criteris de disseny, d'aplicació i d'assaigs de prestacions tèrmiques exigibles als equips de refrigeració per absorció.

Aquesta manca de marc normatiu no és gens beneficiosa ja que la poca definició de molts aspectes dificulta o limita la seva aplicació en molts sistemes, excepte en els casos en que sigui econòmicament molt interessant. A més el Pla de les Energies Renovables a Espanya 2005-2010 (PER) [3], defineix unes línies d'innovació tecnològica en l'àrea d'energia solar tèrmica en les quals apareixen les aplicacions de refrigeració solar, de les que diu que tenen un alt potencial futur.



El document de les subvencions de l'ICAEN en matèria d'Energies Renovables 2007 [25], en l'apartat d'energia solar tèrmica, defineix dues subvencions aplicables per a la refrigeració solar. La primera es troba en l'apartat d'aplicacions especials i la segona en la de projectes innovadors. Les quanties d'aquestes subvencions es resumeixen en l'annex I.

En l'annex D es fa un desglossat de tota la normativa vigent necessària. I també es comenten les derogacions fetes pel CTE.



## 7. Anàlisi de l'edifici

### 7.1. Característiques de l'edifici

La residència - centre de dia per a la qual es fa aquest estudi estarà situada al barri de St. Andreu, de Barcelona. És un edifici aïllat amb accés al carrer a través de la planta baixa, que té escales i ascensor en cada planta. Consta de les plantes: sotano -2, sotano -1, planta baixa, 1a, 2a, 3a i 4a i coberta. L'edifici disposarà de 78 habitacions de dos llits cadascuna: 20 habitacions a la primera planta, 20 a la segona, 19 a la tercera i 19 a la quarta. A la planta baixa tindrà la recepció, la direcció, un menjador - cafeteria, una sala d'estar i la cuina, i a la planta sotano -1 tindrà una sala polivalent, una sala de fisioteràpia i gimnàstica, els lavabos i vestuaris per als no residents, el menjador del personal i la bugaderia. Aquesta planta està semisotarrada, és a dir, té la façana sud-est que dona al pati i la nord-oest que està en contacte amb el terreny. La planta sotano -2 consta de sales de maquinària diversa, el magatzem i l'aparcament dels vehicles del personal.

L'edifici en qüestió no ha estat pensat de manera bioclimàtica, sinó que és un edifici de característiques semblants als que es construeixen avui en dia, tot i que té les façanes ventilades i uns aïllaments prou correctes. El detall arquitectònic amb el llistat dels coeficients globals de transmissió de calor aplicats es troba a l'annex A. En aquest annex també es desglossen les característiques de cada sala comú i les de cada tipologia d'habitació a climatitzar, i es detalla la mida dels murs exteriors, dels tabics, dels vidres, les orientacions, etc. En total cal climatitzar 2478 m<sup>2</sup>, distribuïts tal com mostren les taules següents:

	<b>Superfícies totals climatitzades [m<sup>2</sup>]</b>
<b>Planta S-1</b>	261
<b>Planta baixa</b>	378
<b>Plantes 1<sup>a</sup> o 2<sup>a</sup></b>	480
<b>Plantes 3<sup>a</sup> o 4<sup>a</sup></b>	440
<b>Total residència</b>	<b>2478</b>

*Taula 7.1. Resum de les superfícies climatitzades*



Tipus d'habitació	nº/planta	Plantes afectades	Superfície /habitació [m <sup>2</sup> /hab]	Tipus d'habitació	Superfície /habitació [m <sup>2</sup> /hab]
1 NO	11	4	23	Sala de fisioteràpia	170
1 E	3	4	22	Sala polivalent	57
1SE	2	4	21	Vestuaris	24
2 SE (minusvàlids)	1	4	25	Menjador personal + wc	9
2 O	1	4	24	Sala d'estar + Menjador	226
2 E	1	4	32	Recepció+vestibul+postrecep.	112
3 S (sala de cures)	1	2	40	Direcció + administració	41

*Taula 7.2. Superfícies climatitzades de les diferents sales de l'edifici*

La altura mitja de les habitacions és de 2,7 m amb finestres d'un metre d'alt, i la de les sales comuns o nobles de 3 m amb finestres de 1,5 m.

## 7.2. Càlcul de les necessitats tèrmiques

### 7.2.1. Necessitats d'aigua calenta sanitària (ACS)

Pel càlcul de les necessitats d'ACS cal estimar primerament el consum diari de l'edifici. A aquest efecte, es considera una ocupació total constant de la residència de 156 persones, amb el personal de servei inclòs. I suposant l'ús d'equips bitèrmics (rentavaixelles i rentadores).

L'Ordenança Solar Tèrmica de Barcelona estipula per a una residència geriàtrica un consum diari de 55 litres/dia per persona, per tant 8580 litres/dia. En el restaurant s'estima un consum de 5 litres/àpat per persona, per tant suposant que es fan 3 àpats diaris per persona calen 2340 l/dia. A la cafeteria es considera 1 litre/dia per persona, per tant un consum total de 156 l/dia. Finalment, a la bugaderia s'estima que es renta 1 kg de roba per persona i dia, i que s'utilitzen 3 litres per kg de roba en un dia, per tant es consumeix un total de 468 l/dia.

En resum el consum d'aigua calenta de l'edifici és de 11.544 litres/dia.



Tot i que en realitat el consum no seria constant, degut a que no és té el perfil de la corba de consum, s'ha suposat que aquest valor podria ser prou representatiu.

Amb el consum diari es pot calcular l'energia necessària per escalfar l'aigua de la xarxa de subministrament fins a la temperatura volguda amb l'expressió:

$$Q = m \cdot c_e \cdot \Delta T \quad (\text{Eq. 7.1})$$

En aquest cas la temperatura de l'ACS es fixa a 60°C com demana la normativa i la temperatura mitja mensual de l'aigua freda de la xarxa es pren de l'Ordenança Solar Tèrmica de Barcelona [6]. Els resultats són els següents:

	T freda de xarxa [°C]	Carrega tèrmica ACS [kWh/mes]
<b>Gener</b>	10,27	20.698
<b>Febrer</b>	10,72	18.526
<b>Març</b>	12,39	19.816
<b>Abril</b>	14,15	18.468
<b>Maig</b>	16,63	18.051
<b>Juny</b>	19,39	16.357
<b>Juliol</b>	20,91	16.270
<b>Agost</b>	22,44	15.633
<b>Setembre</b>	21,53	15.495
<b>Octubre</b>	19,07	17.036
<b>Novembre</b>	14,95	18.146
<b>Desembre</b>	11,7	20.103
<b>TOTAL</b>	<b>16,2</b>	<b>214.600</b>

Taula 7.3. Necessitats d'ACS i temperatures usades

Per tant calen 214.600 kWh/any per cobrir totes les necessitats d'ACS.

## 7.2.2. Necessitats de calefacció i refrigeració

### Càlcul de potències

Per calcular les necessitats tèrmiques de l'edifici cal estimar les rutines de les diferents sales en quan a ocupació i hores de funcionament, per tal de fixar-ne les condicions internes a nivell de confort a assolir. Aquestes condicions són: les temperatures, la humitat, l'aire de



ventilació i el calor intern de cada sala i dels seus ocupants. Per fer el càlcul s'ha suposat una ocupació constant de les sales i les habitacions, fet que dóna un cabal d'aire de ventilació i un calor intern constants. Al tractar-se d'una residència de gent gran, és assumible que aquestes condicions es considerin molt estables. Es detallen les condicions de cada sala en l'annex B.

Es faran dos tipus de càlculs: el **càlcul maximalista** (que permetran de dimensionar els equips) i el **càlcul realista** (que permetran calcular el consum energètic real necessari). Per això cal fixar les condicions externes de temperatura i humitat, pels dos càlculs. En l'annex B s'analitza amb més detall el mètode per estimar l'evolució diària i mensual de la temperatura.

Les condicions amb que es calculen les màximes pel dimensionament dels equips (càlcul maximalista) corresponen a les estipulades en el CTE [19] i es mostren en la taula següent:

	Refrigeració (juliol)		Calefacció (desembre)
	Te max [°C]	HRe [%]	Te max [°C]
<b>CTE 15h solars</b>	31	68	10

*Taula 7.4 Condicions exteriors de Barcelona segons el CTE pel dimensionat dels equips*

En la taula següent es mostren les condicions amb que es calculen els consums reals (càlcul realista), que corresponen a les mitjanes mensuals de l'IDAE [26].

mes	gener	febrer	març	abril	maig	juny	juliol	agost	set.	oct.	nov.	des.
T <sub>ext</sub>	13,4	14,6	15,9	17,6	20,5	24,2	27,5	28,0	25,5	21,5	17,0	14,3

*Taula 7.5 Temperatures exteriors de Barcelona segons l'IDAE pel càlcul detallat*

Pel càlcul d'aquestes necessitats s'ha utilitzat el mètode del Manual de Refrigeració de Carrier [5], que determina en funció de l'hora solar i del mes, les corbes de variació de la temperatura externa, la radiació solar a través dels vidres, els murs exteriors i la coberta, etc. Aquest mètode es descriu en detall en l'annex C. Variants del mètode permeten diferenciar entre les necessitats en un dia assolellat o ennuvolat i també de nit.

Cal remarcar que, així com a l'estiu cal considerar les càrregues internes, a l'hivern en general els projectistes les solen ignorar, tot i que reduirien les necessitats tèrmiques de calefacció. En aquest projecte s'ha cregut convenient considerar-les per tal d'analitzar el cas més real



possible (càlcul realista).

Amb aquest mètode es comença per determinar (segons el càlcul maximalista) la potència punta de cada sala i la màxima simultània del conjunt de l'edifici, per tal de dimensionar els equips. Un exemple dels resultats per una sala es mostra en l'annex C. Amb la potència punta es podrà determinar més endavant les dimensions dels elements terminals i amb la màxima simultània, la potència dels sistemes d'obtenció d'energia.

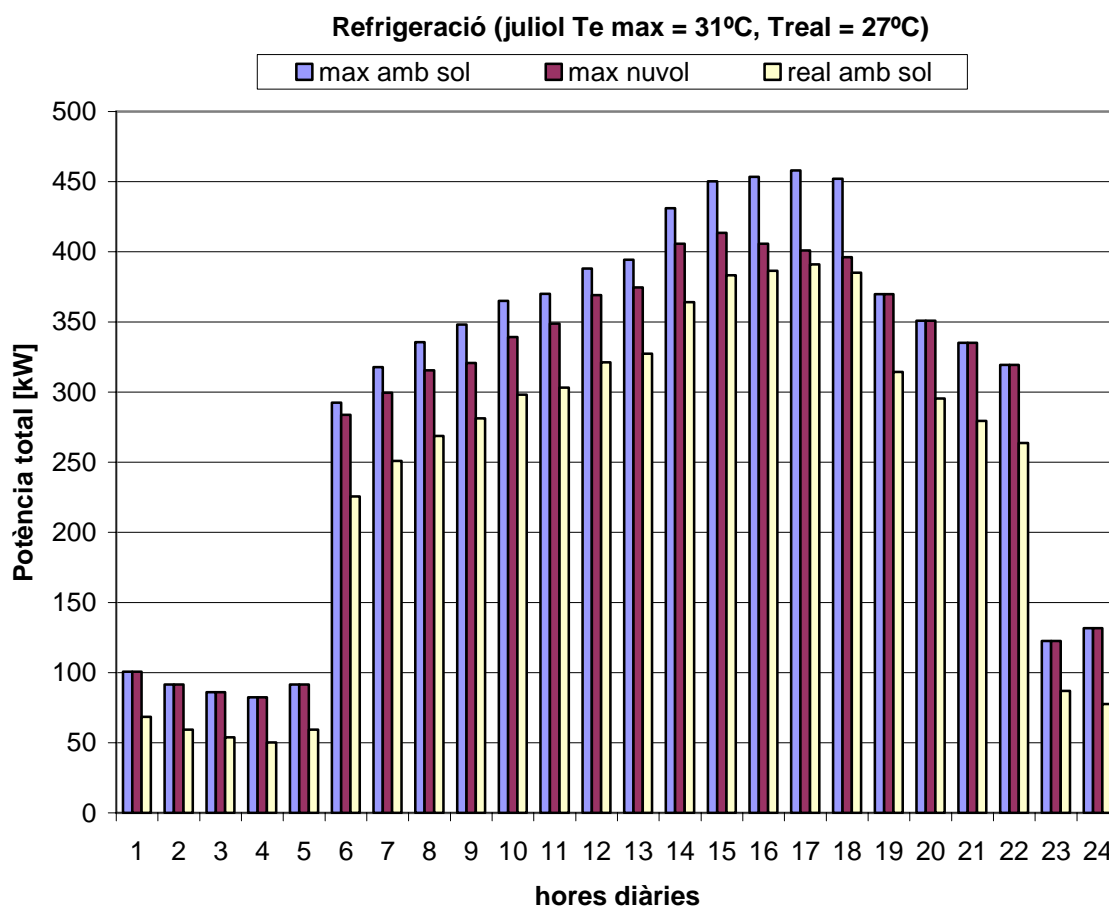
A títol d'exemple es mostra la taula de les potències de les diferents habitacions de la residència pel mes de juliol a les 12 hores solars.

Tipus d'habitació	S [m <sup>2</sup> /hab]	W/habitació	W/m <sup>2</sup>	W tot
1 NO	23	1.944,1	84,9	64.157,2
1 E	22	2.138,8	97,6	19.249,4
1SE	21	2.284,8	110,6	13.708,9
2 SE	25	2.746,0	109,4	8.238,1
2 O	24	2.023,8	82,7	6.071,4
2 E	32	2.498,3	79,1	7494,9
1c NO	23	2.267,2	99,0	24.939,4
1c E	22	2.447,8	111,7	7.343,3
1c SE	21	2.576,1	124,7	5.152,3
2c SE	25	3.100,1	123,5	3.100,1
2c O	24	2.368,7	96,9	2.368,7
2c E	32	2.943,7	93,2	2.943,7
3 S (sala de cures)	40	5.351,1	135,4	10.702,2
Sala de fisioteràpia	170	95.791,3	563,6	
Sala polivalent	57	19.310,0	336,8	
Vestuaris	24	5.152,4	210,4	
Menjador personal + wc	9	3.434,7	368,9	
Sala d'estar + Menjador	226	69.552,5	308,1	
Recepció+vestibul+postrecepció	112	14.706,5	131,3	
Direcció + administració	41	7.129,6	175,8	

*Taula 7.6 Exemple de necessitats de refrigeració (juliol a les 12h solars)*

Els resultats d'aquests càlculs es mostren en les gràfiques següents, la primera correspon a les necessitats de refrigeració (mes de juliol) i la segona a les necessitats de calefacció (mes de desembre).



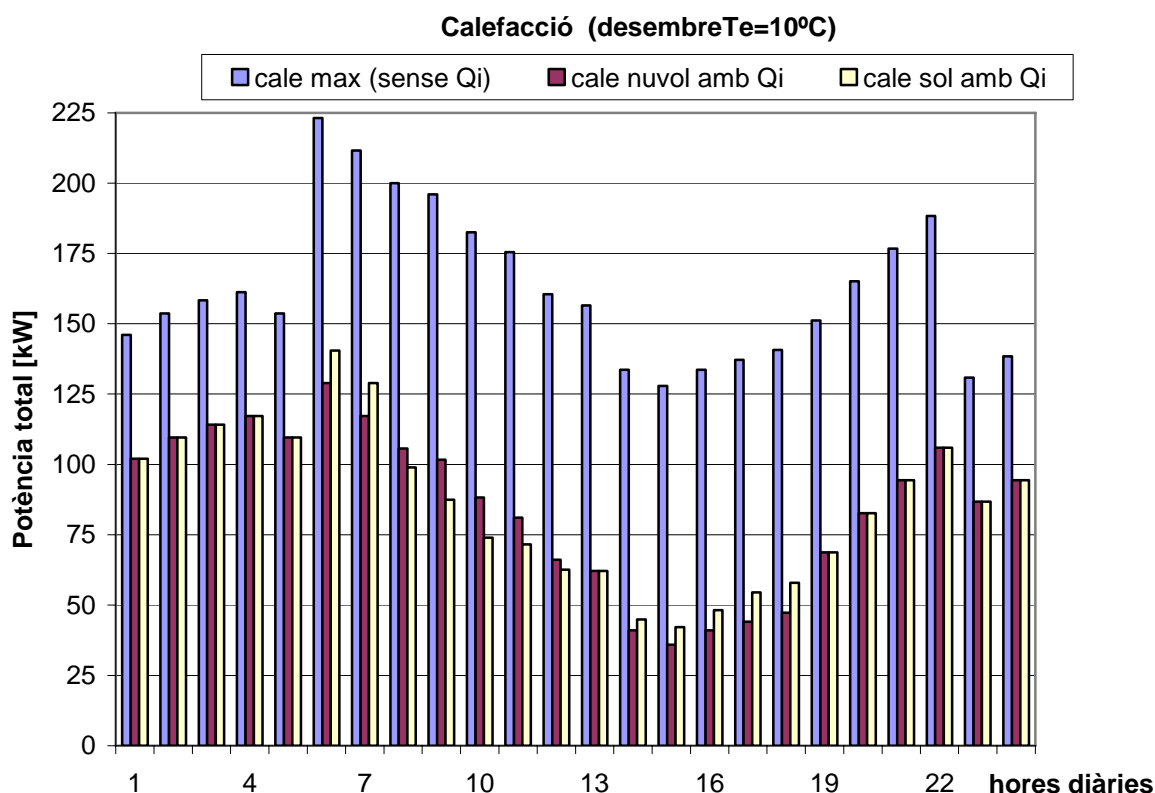


Gràfic 7.1 Necessitats de refrigeració (juliol)

En aquest primer gràfic s'observa que les necessitats màximes de refrigeració per a un dia assolellat qualsevol del mes de juliol, són 458 kW segons el càlcul maximalista i 319 kW segons el càlcul realista. Coincideix que tots dos màxims es donen a les 17 hores solars. Les necessitats màximes segons el càlcul maximalista per un dia ennuolat són 413 kW. Totes les màximes es donen a la tarda, degut a l'orientació predominant de l'edifici. Per altra banda, el canvi bruscat entre el dia i la nit es deu a la suposició d'aturar els equips de les sales comunes de nit.







Gràfic 7.2 Necessitats de calefacció (desembre)

Per a la calefacció el valor màxim segons el càlcul maximalista, es dona a les 6 hores solars i és de 223 kW. En canvi fent el càlcul realista el màxim és de 140,5 kW. El càlcul realista de la calefacció és més acurat que el càlcul maximalista (que es realitza per dimensionar els equips), ja que el càlcul realista té en compte la calor que produeixen les persones i les màquines. Per això és el que s'utilitzarà més endavant pel càlcul energètic. Tot això s'explica amb més detall en l'annex C. Per altra banda s'observa que entre les 6 i les 7 i entre les 14 i les 18h solars (corresponents a de 8 a 9h i de 16 a 20h reals) les necessitats de calefacció del dia ennuvolat són menors que les del dia assolellat, contràriament al que s'hauria pensat, ja que globalment la radiació difusa és més forta que la radiació solar degut a l'orientació predominant de l'edifici.



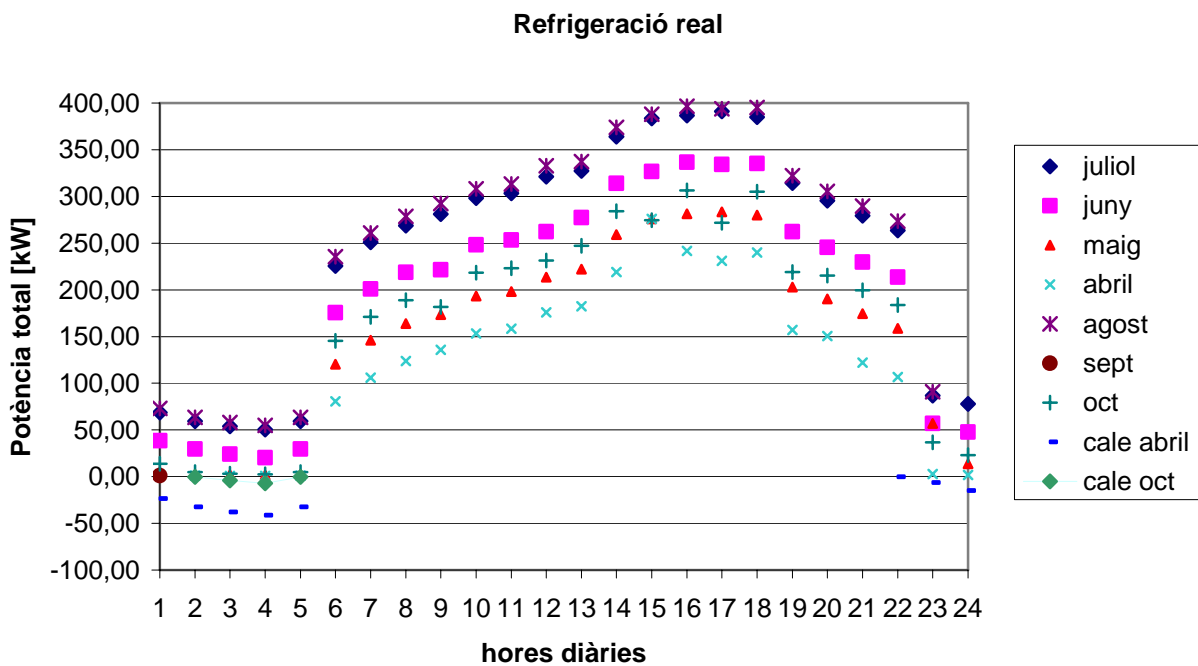
Càlcul energètic

Per a una instal·lació convencional, amb la potència pel dimensionat dels equips ja n'hi hauria prou (càlcul maximalista), però en aquest cas, degut a que després es vol calcular l'aportació solar que es podrà fer, és important calcular les necessitats tèrmiques de calefacció i refrigeració de l'edifici en unitats energètiques reals. Gràcies al mètode Carrier, es pot disposar, per a un dia tipus de cada mes, de la potència cada hora (segons el càlcul realista) i, per tant, fent la integral de barres de la corba es pot obtenir l'energia d'un dia tipus de cada mes.

Les gràfiques següents mostren els resultats de potència d'un dia tipus de cada mes segons el càlcul realista.

*Refrigeració*

Cal remarcar que s'ha considerat que la climatització s'interromp durant la nit únicament en les sales comunes.



Gràfic 7.3 Necessitats de refrigeració reals d'un dia tipus de cada mes

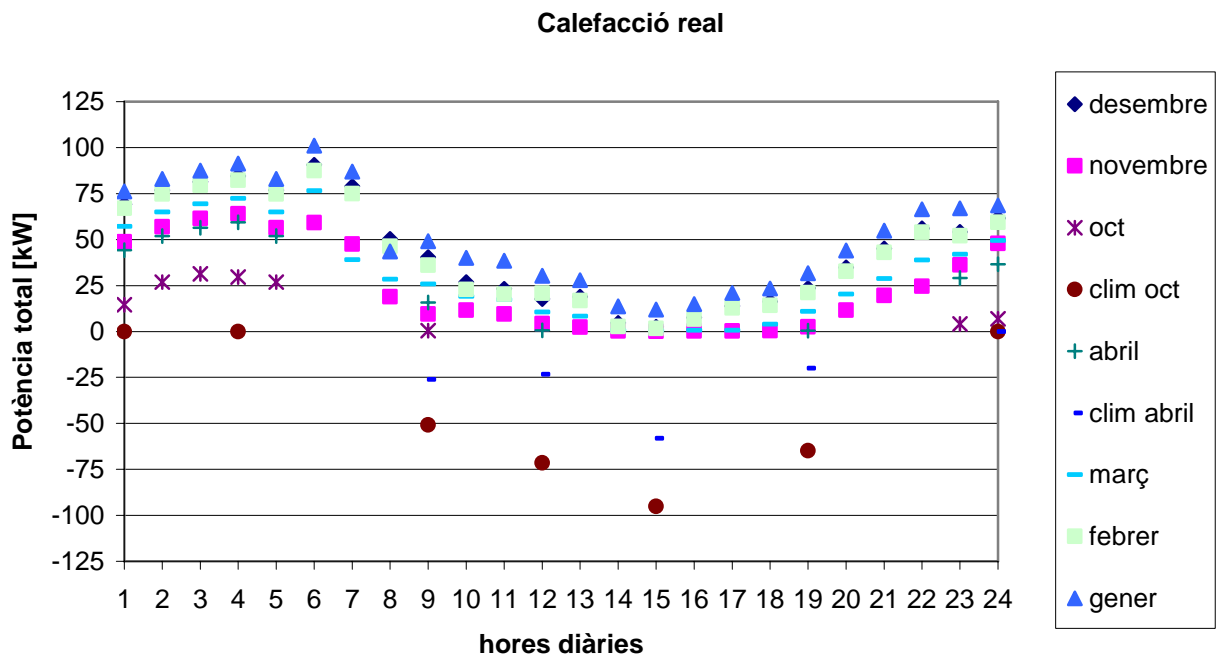


Així mateix s'observa que els mesos d'abril i octubre caldrà considerar les necessitats de calefacció i refrigeració simultània de l'edifici, segons la orientació i les necessitats de cada sala. També s'ha detectat la necessitat de refrigerar algunes sales a l'hivern degut a la calor interna aportada pels ocupants (valors negatius), però aquestes necessitats es poden cobrir fàcilment amb free-cooling (aportació d'aire fred de l'exterior).

A més es veu com uns 70 kW de potència frigorífica (necessitats de refrigeració a les 6h solars del mes d'abril) és una part de les necessitats tèrmiques de refrigeració que es manté força constant en les corbes dels diferents mesos. Després de consultar amb professionals del sector, s'escollirà una màquina d'absorció que cobreixi aquesta porció de les necessitats, i la resta per refredadores elèctriques.

### Calefacció

També s'ha considerat que la calefacció s'interromp durant la nit únicament en les sales comunes i que els mesos d'abril i octubre pot haver necessitat de refrigeritzar segons la sala i els seus usos.



Gràfic 7.4 Necessitats de calefacció reals d'un dia tipus de cada mes



Tenint els valors anteriors, es troben els següents resultats energètics diaris per un dia tipus de cada mes, suposant un comportament idèntic per tots els dies de cada mes, es troben els resultats energètics mensuals. La taula següent mostra aquests resultats:

	<b>Càrrega tèrmica Calefacció [kWh/dia]</b>	<b>Càrrega tèrmica Refrigere-ració [kWh/dia]</b>	<b>N [dies /mes]</b>	<b>Càrrega tèrmica Calefacció [kWh/mes]</b>	<b>Càrrega tèrmica Refrige-ració [kWh/mes]</b>
<b>Gener</b>	1.255		31	38.905	
<b>Febrer</b>	1.004		28	28.107	
<b>Març</b>	750		31	23.245	
<b>Abril</b>	346	2.869	30	10.383	86.076
<b>Maig</b>		3.623	31	0	112.306
<b>Juny</b>		4.701	30	0	141.029
<b>Juliol</b>		5.796	31	0	179.679
<b>Agost</b>		5.984	31	0	185.498
<b>Setembre</b>		5.109	30	0	153.272
<b>Octubre</b>	141	3.956	31	4.361	122.623
<b>Novembre</b>	594		30	17.813	
<b>Desembre</b>	1.055		31	32.715	
<b>TOTAL:</b>	<b>5.145</b>	<b>32.038</b>	365	<b>155.529</b>	<b>980.484</b>

*Taula 7.7. Necessitats energètiques mensuals de calefacció i refrigeració*

En l'annex C es mostra algun exemple de les taules utilitzades per a tots aquests càlculs.



## 8. Optimització del disseny del sistema

### 8.1. Resum del mètode f-chart pel càlcul de l'aportació solar

El mètode f-chart permet determinar la contribució solar, és a dir el percentatge de la demanda energètica que es cobreix mitjançant la instal·lació solar triada. També permet determinar la superfície de captació necessària per fer-ho. El procediment de càlcul següent és el següent:

Un cop s'ha calculat les necessitats energètiques de calefacció, refrigeració i aigua calenta sanitària, s'escull el tipus de captadors a utilitzar i se'n fixa el nombre, que correspondrà a una superfície de captació determinada. Així mateix es fixa el volum d'acumulació solar inicial. Després es calcula la radiació solar mensual incident a la superfície dels captadors en base mensual, segons la població d'estudi i la inclinació volguda dels captadors. Finalment es calculen els paràmetres adimensionals  $D_1$ ,  $D_2$  que serviran pel càlcul de la contribució solar mensual.

Els càlculs es repeteixen de manera iterativa variant els diferents paràmetres per tal d'obtenir una cobertura adequada per un ratio  $V/A$  (volum d'acumulació / àrea de captació) adient. Els paràmetres amb els que es pot jugar són: la superfície de captació, el volum d'acumulació, la inclinació dels captadors, etc. El mètode de càlcul es detalla en l'annex E.

Per al càlcul de la instal·lació solar s'han tingut en compte les dades climatològiques, i temperatura d'aigua de xarxa que marca l'Ordenança Solar Tèrmica de Barcelona [6], i la radiació donada per l'Atlas de Radiació Solar de Catalunya [22].

La normativa diu que en sistemes solars on es faci ACS i calefacció o d'altres usos, l'ACS, és el sistema prioritari (per davant de la calefacció o els altres) ja que és el bé més bàsic que cal cobrir pel confort dels usuaris. És a dir, en els moments puntuals en que hi hagi demanda d'ACS, el solar hi contribuirà, però la resta del temps es podrà ocupar de la calefacció a l'hivern i de la màquina d'absorció a l'estiu. Per això, al ser el mètode f-chart un mètode de predimensionament sols es pot determinar la contribució solar global i la d'ACS però no la dels altres sistemes, ja que no són els prioritaris. Per calcular la seva contribució caldrien sistemes de simulació i perfils de consum.



## 8.2. Limitacions per capacitat de la coberta

Per fer aquest estudi d'optimització primerament cal analitzar l'espai disponible lliure d'ombres a la coberta i les possibilitats de configuració del camp de captació.

Gràcies a ser un edifici aïllat amb jardí per tots costats, no té altres edificis que li provoquin ombra, les úniques ombres les produeixen les pròpies xemeneies de la residència (d'una alçada de 3 m) i la barana perifèrica de 1,35 m d'alçada. Degut a la col·locació de màquines a la coberta, aquesta superfície es redueix considerablement i es fa necessària la col·locació de pèrgoles que elevin els captadors fins que les baranes perifèriques no pugui fer ombres, a fi d'aprofitar l'espai. Per tant s'ha estimat que, sigui com sigui, en la configuració final la coberta d'aquest edifici consta d'uns 380 m<sup>2</sup> lliures d'ombres.

Com ja s'ha comentat anteriorment, el projecte necessita temperatures al voltant dels 90°C que es poden aconseguir amb captadors plans d'alt rendiment o amb captadors de tubs de buit. En grans instal·lacions els grans captadors plans solen resultar més econòmics i donar uns bons resultats, però degut a les seves grans dimensions, les ombres que es provoquen uns amb els altres són importants, limitant dràsticament el nombre de captadors a col·locar. L'avantatge dels tubs de buit és que tenen més rendiment (degut sobretot a que les pèrdues són menors) i que es poden col·locar sobre la coberta de forma quasi completament plana (sols 8° d'inclinació respecte l'horitzontal). Així, girant cada tub fins un màxim de 25° s'aconsegueix una inclinació total màxima de 33°. Per simplificar el càlcul es prendrà una inclinació en el terreny de 10° (que implica una inclinació total de 35°). Això permet col·locar-los molt a prop els uns dels altres ja que les ombres no són importants.

Per altra banda donat que l'edifici té orientació sud-est predominant, tot i que no sigui la òptima potser caldrà veure si hi caben més captadors seguint aquesta orientació. A més, tal com s'ha dit abans, un estudi de detall haurà de determinar si la sala de màquines es posa al sotan o a la mateixa coberta. Aquesta segona solució implicaria la instal·lació d'alguns captadors sobre una marquesina damunt la sala de màquines, però a efectes d'aquest estudi preliminar es considera que hi hauria el mateix espai. Un anàlisi detallat, presentat en l'annex F, ha permès de calcular el nombre màxim de captadors que tindrien cabuda en la coberta. Els resultats es mostren a la taula següent:



	tipus captadors	orientació	Nº capt. màxim
<b>Sense pèrgoles ni màquines a la coberta</b>	LBM 100	Sud	16
		Sud+45°	21
	Vitosol 300	Sud	55
<b>Amb pèrgoles i màquines a la coberta</b>	LBM 100	Sud	18
		Sud+45°	22
	Vitosol 300	Sud	66

Taula 8.1. Possibles configuracions que tenen cabuda a la coberta

Degut a la necessitat de col·locar la torre de refrigeració a la coberta, d'ara endavant es considera imprescindible la consideració de les pèrgoles (veure apartat 9.3).

### 8.3. Optimitzacions segons la cobertura solar

Amb el mètode F-chart es realitza una sèrie d'estudis comparatius de diferents paràmetres i característiques que poden afectar la cobertura solar obtinguda.

#### 8.3.1. Inclinació dels captadors

Determinar la inclinació dels captadors és clau per obtenir-ne el màxim rendiment, ja que la radiació rebuda dependrà de l'època de l'any en qüestió. Per a l'ús en calefacció és millor situar els captadors inclinats a 60°, perquè així al hivern el sol incideix més perpendicular, però per a refrigeració és millor tenir els captadors inclinats a 30°, i en general per a l'ACS els captadors s'inclinen uns 45°.

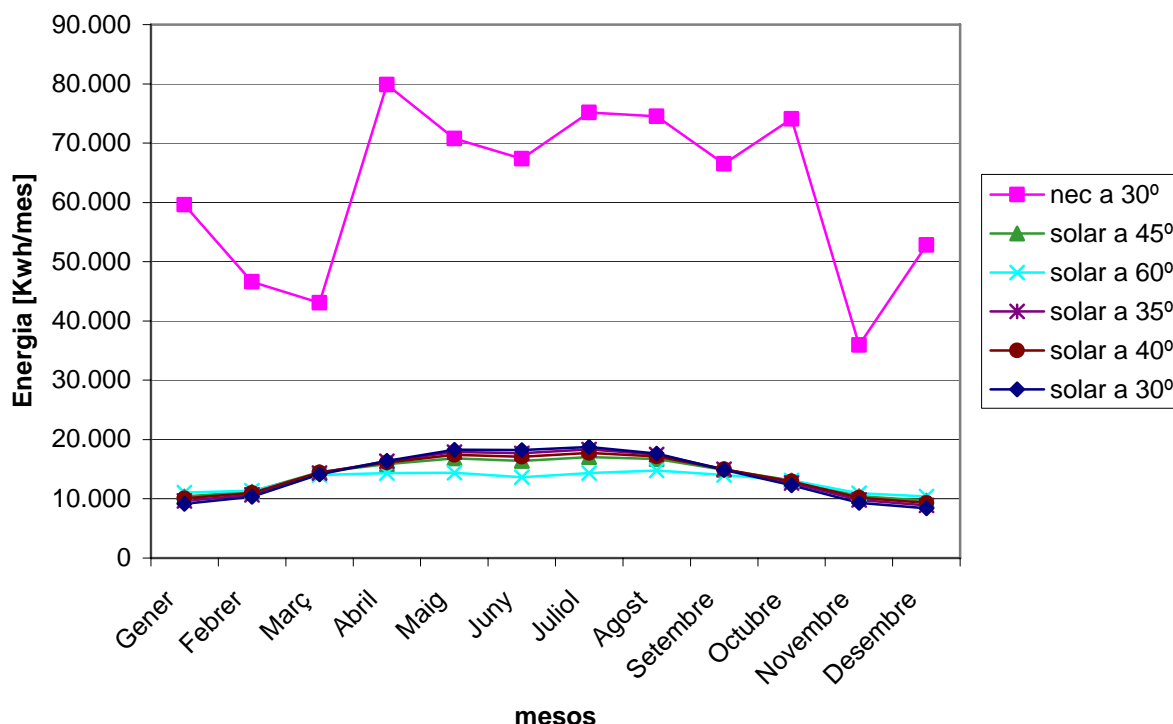
Per fer aquesta comparativa s'utilitza un conjunt de paràmetres fixats de forma més o menys arbitrària anomenats condicions de contorn. Aquests es mostren en la taula següent:

Volum d'acumulació [litres]	7000
Temperatura d'acumulació [°C]	60
Orientació dels captadors	sud
Nombre de captadors LBM 100 AR	16
Àrea de captació [m <sup>2</sup> ]	148,8

Taula 8.2. Condicions de contorn pel càlcul f-chart de la inclinació



El gràfic següent mostra la diferència entre les necessitats totals a cobrir i l'aportació per energia solar en les diferents inclinacions.



Gràfic 8.1. Resultats a diferents inclinacions per a 16 captadors LBM 100 AR

Primerament cal observar que les necessitats dels mesos d'estiu (degudes especialment a la refrigeració) són les més acusades. A part, la diferència de cobertura entre les diferents inclinacions es difícil d'apreciar en el gràfic, per això els resultats es resumeixen en la taula següent:

Inclinació [°]	20	30	35	40	45	60
Ftot [%]	21,79%	22,48%	22,60%	22,57%	22,38%	20,90%

Taula 8.3. Resultats a diferents inclinacions per 16 captadors LBM 100 AR

La inclinació dels captadors òptima depèn sobretot de la corba de necessitats tèrmiques globals i no gaire del nombre ni el tipus de captadors considerat. Fent comparatives amb diferents configuracions del camp de captació (veure annex F) s'ha trobat sempre que l'òptim és inclinar els captadors 35° respecte l'horitzontal, ja que tot i que la diferència no sigui molt gran maximitza l'aportació solar. A partir d'ara els captadors plans s'inclinaran a 35°.





### 8.3.2. Mínima cobertura per aconseguir estalvi energètic

Per saber si el consum que té la instal·lació d'estudi és adequat, cal comparar-la amb una instal·lació convencional equivalent pel mateix edifici (anomenada instal·lació de referència).

La **instal·lació de referència** escollida consta d'una captació solar que cobreix un 60% de les necessitats d'ACS i la resta és aportat per una caldera de gas natural clàssica ( $\text{rend}=0.85$ ). La calefacció és també per caldera i l'aire acondicionat es produeix tot amb refredadores elèctriques condensades per aire ( $\text{CEE}=3$ ). Els captadors usats són els C20 HTF de Wagner de  $2,39 \text{ m}^2$  i com que sols es vol cobrir ACS s'inclinen els captadors a  $40^\circ$  i amb orientació sud. La taula següent mostra els consums inicials d'origen estimats per aquesta instal·lació de referència aplicant els coeficients de rendiment mencionats anteriorment, (valors més utilitzats avui en dia):

[kWh/any]	Necessitats	Consums inicials		
		Solar Neta	GN	Electricitat
<b>ACS</b>	214.600	127.592	100.059	0
<b>Calefacció</b>	155.529	0	178.859	0
<b>Refrig.</b>	980.484	0	0	326.828
<b>TOTAL</b>		<b>127.592</b>	<b>278.917</b>	<b>326.828</b>

\* *Solar Neta: Energia solar absorbida – Energia solar perduda*

*Taula 8.4. Consums instal·lació de referència*

Es pot observar que el consum inicial d'electricitat és major que el de gas. Tot i que aquesta diferència és menor que en la columna de necessitats degut al rendiment de les refredadores ( $\text{CEE}=3$ , que vol dir que per 100 kW elèctrics que s'aporta, s'obtenen 300 kW frigorífics).

La **instal·lació d'estudi** consta d'una captació solar per a la que se suposa que ocupa tota la superfície disponible i que cobreix un gran percentatge de l'ACS. Per simplificar, es suposa que l'energia solar restant es destina per escalfar l'aigua calenta necessària en la generació de la màquina d'absorció i que la calefacció es produeix tota amb la caldera. Tant la màquina d'absorció com l'ACS al seu torn tenen un suport de caldera d'alta eficiència ( $\text{rend}=0.94$ ) per cobrir la part que manqui. A més hi ha dues refredadores elèctriques condensades per aigua ( $\text{CEE}=4$ ) i una torre de refrigeració.



Com que la màquina d'absorció té un CEE de 0,7, això vol dir que per cada 100 kW d'aigua calenta que arriben al generador en produeixen 70 kW de fred, fet que provoca que sols sigui interessant si gran part de les necessitats d'aigua calenta de la màquina són gratuïtes (residuals o energia solar), ja que si la majoria de l'aigua calenta prové de la caldera el consum augmentarà en relació amb el de la instal·lació de referència. Per això cal veure si hi ha un estalvi energètic (veure el detall a l'annex F), tenint en compte l'espai màxim disponible a la coberta d'estudi. L'expressió pel càlcul de l'estalvi energètic és:

$$\text{Energia convencional estalviada} = E_{\text{conv instal·lació d'estudi}} - E_{\text{conv instal·lació de referència}} \quad (\text{Eq. 8.1})$$

Es realitzen els càlculs pel màxim nombre de captadors que es pot col·locar amb pèrgoles calculat en l'apartat 8.2, pels dos tipus de captadors analitzats: grans captadors plans LBM100AR de Wagner Solar i els captadors de tubs de buit Vitosol 300 H30 de Viessmann, (35° d'inclinació). A títol d'exemple es mostra una taula amb els consums inicials per a la instal·lació d'estudi amb 22 captadors LBM ( $F_{\text{tot}}=26,74\%$  i  $F_{\text{acs}}=73\%$ ). Tenint en compte en les necessitats les de l'aigua calenta en el generador de la màquina d'absorció.

(kWh/any)	Necessitats	Consums inicials		
		Solar Neta	GN	Electricitat
<b>ACS</b>	214.600	156.658	61.418	0
<b>Calefacció</b>	155.529	0	164.861	0
<b>Refrig. elec.</b>	717.144	0	0	179.286
<b>Gen Maq abs</b>	376.200	42.907	353.291	0
<b>TOTAL</b>		<b>199.565</b>	<b>579.570</b>	<b>179.286</b>

Taula 8.5. Resultats per a una de les instal·lacions màximes realitzables (22 LBM)

Els resultats de cobertura solar per totes les configuracions es mostren en la taula següent:

Captadors	Instal. Ref.	Instal·lacions d'Estudi					
	60 capt.C20	18 capt. LBM		22 capt. LBM		66 capt. Vitosol	
Cobertures solars	Facs [%]	Facs [%]	Ftot [%]	Facs [%]	Ftot [%]	Facs [%]	Ftot [%]
	59,46	71,03	25,06	73,00	26,74	85,14	33,18

\* Facs: Fracció de cobertura solar de les necessitats d'ACS [%]

\* Ftot: Fracció de cobertura solar de les necessitats globals de l'edifici (ACS, cale. i refrig.) [%]

Taula 8.6. Resultats de cobertura solar per a les instal·lacions màximes realitzables



Els resultats de consum i la variació respecte la instal·lació de referència per totes les configuracions es mostren en la taula següent:

	Instal. Ref.	Instal·lacions d'Estudi					
Captadors	60 capt.C20	18 capt. LBM		Captadors		60 capt.C20	
Fonts d'energia	Consum [kWh/any]	Consum [kWh/any]	Variació [kWh/any]	Consum [kWh/any]	Variació [kWh/any]	Consum [kWh/any]	Variació [kWh/any]
<b>GN</b>	278.917	592.835	-313.918	579.570	-300.653	528.610	-249.693
<b>Electricitat</b>	326.828	179.286	147.542	179.286	147.542	179.286	147.542
<b>Solar Neta*</b>	127.592	187.051	59.458	199.565	71.973	247.640	120.048

\* Variació = Consum Instal·lació d'Estudi – Consum Instal·lació de Referència [kWh/any]

*Taula 8.7. Resultats de consum energètic per a les instal·lacions màximes realitzables*

S'observa que totes tres instal·lacions consumeixen més gas que la instal·lació de referència (per això la columna de variació dona un valor negatiu) i que en canvi estan estalviant electricitat. De tota manera després caldrà veure si a nivell econòmic s'acaba amortitzant, degut a la diferència de preus entre l'electricitat i el gas.

En l'apartat d'anàlisi econòmica caldrà valorar els costos que comporta cadascuna de les instal·lacions possibles. Com ja s'ha comentat degut a la necessitat de col·locar les torres de refrigeració a la coberta caldrà col·locar els captadors en pèrgoles i altres posar-los sobre la sala de màquines, per tant a partir d'ara s'analitzaran les següents instal·lacions:

tipus captadors	nº captadors	orientació	inclinació
LBM 100	18	Sud	35°
	22	Sud+45°	35°
Vitosol 300	66	Sud	35°

*Taula 8.8. Instal·lacions a analitzar més a fons*



### 8.3.3. Optimització del volum d'acumulació solar

Tal com s'ha explicat en l'apartat de descripcions teòriques, el volum d'acumulació s'ha d'adequar a les dimensions i els usos de la instal·lació i al pes que suposa tot plegat pels forjats en el cas de situar-los a la coberta. Les taules següents mostren com afecten els diferents volums d'acumulació en la cobertura solar, per a una inclinació de 35°:

Tipus de captador	Nº captadors	Vol acum [l]	6000	7000	8000
LBM 100 AR	18	V/A [l/m <sup>2</sup> ]	35,84	41,82	47,79
		Ftot [%]	24,90%	25,06%	25,20%
		Facs [%]	70,61%	71,03%	71,39%
	22	V/A [l/m <sup>2</sup> ]	29,33	34,21	39,10
		Ftot [%]	26,54%	26,74%	26,91%
		Facs [%]	72,56%	73,00%	73,37%
Vitosol 300 H30	66	V/A [l/m <sup>2</sup> ]	28,32	33,04	37,76
		Ftot [%]	33,08%	33,18%	33,27%
		Facs [%]	84,97%	85,14%	85,28%

\* V/A: Ratio entre el volum d'acumulació [litres] i l'àrea de captació [m<sup>2</sup>]

*Taula 8.9. Resultats de la influència de variar el volum d'acumulació*

Es consideren adequats 7.000 litres d'acumulació solar, ja que assegura una cobertura solar com a mínim d'un 20% en tots els casos i un ratio V/A entre de 30 i 45 litres/m<sup>2</sup>. (veure apartat 5.1.1)



## 9. Càlcul i selecció dels principals equips

Per tal de dimensionar i seleccionar els equips a utilitzar és important recordar les necessitats de potència màximes determinades en l'apartat 7.2.2 segons el càlcul maximalista (anomenat max) i el realista (anomenat real), tot i que pel dimensionat dels equips s'utilitzaran només els valors del càlcul maximalista. Les necessitats trobades es resumeixen en la taula següent:

<b>Consum diari màxim d'ACS [litres/dia]</b>		
11.544		
<b>Necessitats màximes [kW]</b>		
<b>Calefacció</b>	max (sense Qi)	<b>223</b>
	real núvol (amb Qi)	127
	real sol (amb Qi)	140
<b>Refrigeració</b>	max amb sol	<b>458</b>
	max núvol	<b>413</b>
	real amb sol	319

Taula 9.1. Resum necessitats màximes

### 9.1. Generadors de calor i fred

#### 9.1.1. Càlcul de màquines frigorífiques

##### *Màquina d'absorció*

Tal com s'ha decidit anteriorment, la potència frigorífica coberta per la màquina d'absorció serà de 70 kW, una fracció base constant de les necessitats de refrigeració.

Triar una màquina d'absorció que treballi en aquests rangs de potència no és fàcil ja que les màquines que s'utilitzen a nivell industrial treballen com a mínim sobre els 200 kW de fred i les que s'utilitzen en aplicacions unifamiliars treballen entre 5 i 20 kW. Els proveïdors que treballen amb màquines de simple efecte en rangs entre 30 i 150 kW són: Yazaki (70-95°C) i Thermax (70-110°C). Degut a que calen temperatures d'entrada no molt altes (90°C) s'escull la màquina d'absorció d'aigua calenta de la marca Yazaki, model WFC-SC20 de 70 kW de capacitat frigorífica.



	Alçada [mm]	Amplada [mm]	Profunditat [mm]	Pes [kg]	Consum elèctric [kW]
Maq Abs. WFC-SC20	2.030	1.060	1.220	1.155	0,26

Taula 9.2. Característiques bàsiques màquina d'absorció WFC-SC20 de Yazaki

### Refredadores

Donat que la màquina d'absorció sols cobreix una part de les necessitats, la resta caldrà cobrir-les amb una màquina elèctrica convencional, escollint la refredadora d'aigua condensada per aigua per augmentar l'eficiència. Per dimensionar la potència de la refredadora elèctrica cal agafar les necessitats màximes d'un dia núvol (413 kW), ja que se suposa que en llargs períodes sense sol, la màquina absorció no funcionaria per evitar d'utilitzar tot gas en l'equip menys eficient. A més per tal de parcialitzar millor la potència i ajustar-se a les baixes necessitats d'alguns moments concrets, resulta convenient d'instal·lar dues refredadores més petites de mínim 207 kW cadascuna, de manera que en aquests moments de poca demanda pugui funcionar una de sola.

Al mercat existeixen diferents tipus de refredadores elèctriques per compressió de vapor. Com ja s'ha dit sols es buscaran refredadores d'aigua condensades per aigua ja que tenen millor rendiment que les que són condensades per aire. A més és important de seleccionar un compressor adequat a les necessitats de l'edifici. Hi ha tres tipus de compressors: d'espiral (*scroll*), de pistons (alternatiu) o centrífug. El centrífug s'utilitza per grans potències (>1000 kW frigorífics) i per tant no és adequat. Els altres dos funcionen en el rang de potències desitjat. El fabricant Carrier presenta el model 30RW (compressor *scroll* per rang de 20 a 310 kW de fred) i el 30HXC (compressor de pistons de 290-1286 kW de fred). Per tant, el model 30RW s'ajusta millor a les potències desitjades.

S'escull l'ús de dos refredadores d'aigua condensades per aigua de Carrier, model 30RW-210, de 216 kW de capacitat frigorífica nominal (treballant a 30°C a l'entrada del condensador i 7°C a la sortida de l'evaporador). Tenen compressor *scroll* i poden parcialitzar la potència fins un 50% cadascuna amb un bon rendiment (multicompressors). El pes d'aquest equip és de 1.367 kg.



### 9.1.2. Càlcul de la caldera

Per tal de dimensionar la potència de la caldera cal partir del càlcul de les necessitats tèrmiques màximes per a: l'ACS, la calefacció i la generació en màquina d'absorció.

Per a l'ACS, les necessitats màximes corresponen a la potència que pot demandar el sistema en el moment de màxima demanda, és a dir en hora punta de consum. I considerant el cas més desfavorable que és que tota l'energia s'hagi d'aportar amb la caldera, escalfant l'aigua de xarxa fins a la temperatura de consigna de l'ACS ( $T = 60^{\circ}\text{C}$ ). S'estima que a l'hora punta es demanda un 30% del consum diari, és a dir 2948 l/h punta. Pel cas més desfavorable s'agafa la temperatura mínima marcada per l'Ordenança de Barcelona, que es dona el mes de gener i és de  $10,27^{\circ}\text{C}$ . Aplicant l'equació següent, s'obté una potència màxima d'ACS de 170,25 kW.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_e \cdot \Delta T \quad (\text{Eq. 9.1})$$

Per a la calefacció s'agafa com a potència màxima a cobrir, la potència màxima simultània del conjunt de la residència calculada en l'apartat de necessitats (apartat 7.2.2.) sense tenir en compte els calors interns, etc. Aquesta potència és de 223,22 kW. Per a la màquina d'absorció s'ha de prendre la potència necessària en el generador de la màquina donada pel fabricant i considerar que en el pitjor dels casos aquesta s'haurà de produir íntegrament amb la caldera. Pel model WFC-SC20 de Yazaki, la potència de generació és de 100 kW.

Un cop calculades les potències per cada sistema, es pot plantejar d'integrar-ho tot en una sola màquina de 493,47 kW de potència (la suma). Tot i que el CTE obliga a fraccionar les màquines quan la potència supera els 400 kW, es pot instal·lar una sola caldera si es justifica degudament l'elecció. En aquest cas es considera necessari d'usar una sola caldera principalment perquè s'instal·larà una caldera d'alt rendiment que s'aprofitarà millor si la potència és major, a part es pot considerar que hi haurà un fraccionament de potència ja que es disposarà d'una aportació solar que cobrirà part de les necessitats.

Hi ha diferents fabricants amb calderes adequades, com són: Vitoplex 100 de Viessmann (amb gammes per 80-460kW o 575-1900 kW), Prextherm de Ferroli (600-2000 kW) i MKS de Wolf (85-500 kW). El que més s'ajusta a la potència demanada és Wolf. Per tant s'escull la caldera pressuritzada de gas de la marca Wolf, model MKS-500 de 420-550 kW (rendiment=0,94) amb cremador progressiu per regular la potència i parcialitzar-la.

Aquesta caldera té les següents característiques principals:



		Alçada [mm]	Amplada [mm]	Profunditat [mm]	Pes [kg]
Caldera	MKS 500 Wolf	1.680	1.036	2.085	1.346

*Taula 9.3. Característiques bàsiques caldera MKS 500 de Wolf*

De tota manera en un estudi més detallat es pot plantejar la utilització d'una caldera de biodiesel per tal d'estalviar emissions de CO<sub>2</sub> computables.

## 9.2. Acumuladors

### 9.2.1. Acumuladors solars

El volum d'acumulació solar necessari de 7.000 litres (veure apartat 8.3.3.) és pràcticament impossible de cobrir-lo amb un sol dipòsit, degut a que no es fabriquen dipòsits tan grans. A més, és molt important analitzar el bescanviador de calor. Un serpentí intern sol ser més eficient que un bescanviador de plaques extern, sempre i quan sigui d'un material compatible amb el fluid caloportador i la superfície d'intercanvi sigui suficient com per garantir la correcta transmissió de calor. En aquest cas degut a les grans potències existents, és més adequat un bescanviador de plaques extern. Per altra banda, amb els acumuladors en sèrie s'aconseguiria més estratificació però sols seria convenient si hi hagués llargs períodes de temps sense consum, i per tant temps suficient com perquè el solar s'anés acumulant. En el cas d'aquest projecte, al haver-hi una demanda intensiva convé més posar els dos acumuladors en paral·lel, amb una bona regulació perquè el cabal sigui idèntic als dos. Al ser acumuladors de 3.500 litres cadascun, ja s'aconseguirà una estratificació en cadascun d'ells. A més, cal dir que la normativa del RITE marca un gruix d'aïllament mínim de 30 mm si la superfície del dipòsit és menor o igual a 2 m<sup>2</sup> i 50 mm si és superior.

Com que el bescanviador serà extern, calen acumuladors sense serpentí intern, és a dir calen dipòsits d'inèrcia. Es comparen els acumuladors de dos proveïdors: model CA/TA LI de Promasol (3.073 €) i el IVM-RB de Salvador Escoda (4.142 €). En el cas dels acumuladors, s'escull per criteri de preu, per tant s'instal·laran dos acumuladors (dipòsits d'inèrcia) de 3.500 litres cadascun, Promasol 3500CA/TA LI, tots dos amb aïllament de espuma rígida de poliuretà de 80 mm.





Aquests acumuladors no necessiten un sistema de protecció catòdica permanent contra corrosió, ja que estan en un circuit tancat que funciona amb aigua morta (aigua que el primer cop diposita les sals i després va passant pel circuit indefinidament). Les seves característiques són:

Marca	Model	Alçada [mm]	Diàmetre ext. [mm]	Pes [kg]
PROMASOL	3500CA/TA LI	2.610	1.660	762

*Taula 9.4. Característiques bàsiques acumulador solar escollit*

### 9.2.2. Acumuladors convencionals

Els dipòsits d'inèrcia convencionals (no els solars) són necessaris per estabilitzar la temperatura de sortida, per fer front a les puntes més acusades de les necessitats tèrmiques i per evitar durant un temps l'encesa del cremador de la caldera o del compressor de la refredadora.

#### *Acumulador de calor*

És l'element que subministra la calor als diferents sistemes de consum (màquina d'absorció, bescanviador del circuit de calefacció i ACS), ja que rep la calor dels acumuladors solars i la caldera. Per dimensionar-lo cal tenir en compte diferents aspectes. Primer, cal que tingui un volum suficient com per evitar que la caldera s'encengui contínuament, ja que cada cop que s'engega es produeixen increments que s'envien a l'ambient. Consultant els professionals del sector, es consideren adequats intervals d'un mínim de 5 minuts de parada. Segon, cal que aquest acumulador cobreixi el 50% de la potència calorífica necessària del conjunt calculat anteriorment (apartat 9.1.2.) amb una diferència de temperatura de 4°C. L'expressió pel càlcul del volum d'acumulació necessari és la següent:

$$Q = m \cdot c_e \cdot \Delta T = \rho \cdot V \cdot c_e \cdot \Delta T \quad (\text{Eq. 9.2})$$

Per tant s'obté que cal un acumulador teòric de 4.427 litres i degut a les mides comercials, finalment es col·locaran dos acumuladors en paral·lel, (2.500 i 2.000 litres). Pel mateix motiu que en els acumuladors solars, el fabricant i models triats són: Promasol 2500 i 2000CA/TA LI. Tots dos amb aïllament adequat. Les característiques d'aquests dipòsits són:



Marca	Model	Alçada [mm]	Diàmetre ext. [mm]	Pes [kg]
PROMASOL	2500CA/TA LI	2.035	1.660	625
PROMASOL	2000CA/TA LI	2.300	1.360	446

Taula 9.5. Característiques bàsiques acumuladors de calor escollits

#### Acumulador de fred

La funció d'aquest element, és evitar que el compressor de les refredadores convencionals arrenqui contínuament, els professionals consideren adequat evitar que arrenqui en intervals de menys de 3 minuts. Hi ha diferents factors a tenir en compte pel seu dimensionament. Primer, cal recordar que al haver-hi dos compressors *scroll* en cada refredadora s'arriba a parcialitzar la potència fins un 50% amb bon rendiment, en canvi per sota d'aquest percentatge consumeix més que no produeix (per exemple al 10% de potència consumiria un 40%), per tant ja no sortiria a compte. De fet, per dimensionar l'acumulador es considera el cas en que sols hi hagi una de les dues refredadores treballant al 50% de la potència, el que és el mateix que  $\frac{1}{4}$  de la potència frigorífica total calculada anteriorment, 125,6 kW. Segon, cal considerar una diferència de temperatura de 2°C, ja que 5°C (de 7°C a 12°C com seria en l'evaporador) seria excessiu. Utilitzant la mateixa expressió, que per a l'acumulador de calor s'obté que calen teòricament 5.704,5 litres. A la pràctica, s'ha d'escollir dos acumuladors de 6.000 litres, Salvador Escoda té el model AR3000 (3.531 €) i Promasol el model CA/TA LIR (2.962 €). Per tant s'escull el model CA/TA 3000-LIR de Promasol amb aïllament de polietilè i les següents característiques:

Marca	Model	Alçada [mm]	Diàmetre ext. [mm]	Pes [kg]
PROMASOL	3000CA/TA LIR	2.325	1.660	694

Taula 9.6. Característiques bàsiques acumulador de fred escollit

#### Acumulador per ACS

Aquest es dimensiona per omplir-lo en 2 hores, considerant la potència d'ACS de l'hora punta calculada anteriorment pel dimensionament de calderes, que és de 170,25 kW i amb la mateixa diferència de temperatures entre la freda i l'ACS definida en aquell mateix apartat (49,7 K). Aplicant l'expressió anterior es troba un volum necessari de 5.897 litres. Pel mateix motiu de cost que en l'acumulador solar, s'escull el PROMASOL CA/TA LIC de 3.000 litres amb



protecció catòdica permanent Correx-up (ànode electrònic alimentat amb la corrent elèctrica) i aïllament de poliuretà flexible de 50 mm. En aquest cas com que l'acumulador forma part d'un circuit obert on l'aigua sempre és canviant (entra aigua freda de xarxa i surt ACS), cal la protecció catòdica per evitar corrosions degudes a les sals que porta l'aigua de xarxa. Les característiques del model escollit són:

Marca	Model	Alçada [mm]	Diàmetre ext. [mm]	Pes [kg]
PROMASOL	3000CA/TA LIC	2.325	1.660	694

*Taula 9.7. Característiques bàsiques acumulador d'ACS escollit*

## 9.3. Sistema dissipador d'energia

### 9.3.1. L'elecció de les torres

Pel càlcul de la torre de refrigeració a instal·lar, cal calcular les necessitats de dissipació del conjunt del projecte. Per una banda la màquina d'absorció WFC-SC20 de Yazaki té una potència a dissipar de 171 kW (potència en el condensador més la de l'absorbidor). I per l'altra les refredadores 30RW-210 de Carrier han de dissipar 647,2 kW entre les dues (potència en cada condensador de 323,6 kW). Per tant la potència total a dissipar en el cas més desfavorable és de 818,2 kW.

Al observar les característiques físiques de les torres s'ha detectat una nova problemàtica, algunes mesuren més de 4 m d'alçada i 5 m d'amplada i és imprescindible d'instal·lar-les a la coberta de l'edifici, ja que pels riscos de legionel·la han d'estar el més lluny possible de les persones. Posant una torre oberta aquesta alçada disminueix com a molt 1,5m. Això vol dir que les torres ocuparan espai dels captadors a la coberta amb la qual cosa caldrà plantejar l'ús de pèrgoles de manera indiscutible si és que es vol seguir endavant amb l'ús de torres de refrigeració.

L'altre opció és instal·lar refredadores elèctriques d'aigua condensades per aire (CEE=3) (de menor rendiment que les condensades per aigua (CEE=4), però força més econòmiques) i col·locar aerorefrigeradors (en essència grans ventiladors) en la coberta per dissipar l'energia. Tal com s'ha explicat, amb aquest sistema, en un estiu molt calorós podria haver-hi



problemes degut a que no s'aconsegueixi dissipar prou energia, i a més va en contra de l'essència d'aquest projecte, estalviar energia elèctrica.

Sabent tot això de moment es continuarà apostant per posar les torres (amb el sobrecost per pèrgoles) i es posposaran les conclusions a veure'n l'amortització. Les principals característiques de les 3 torres de la marca Baltimore que s'analitzaran són:

	Alçada [mm]	Amplada [mm]	Profunditat [mm]	Pes [kg]	Consum elèc. [kW]
Clàssica VXT	3.150	3.690	2.385	3.790	26
Híbrida HXI	3.785	4.520	2.985	6.635	38,5
Refred. Adiab. DFC	2.664	5.817	2.870	4.466	42

*Taula 9.8. Principals característiques de les diferents torres de refrigeració*

### 9.3.2. Estalvi d'aigua i productes de tractament en certes torres

Prenent com a temperatura d'entrada de l'aigua a la torre 35°C, la de sortida de 30°C, la temperatura humida de l'aire exterior a Barcelona de 26°C, es comparen les diferents torres. En concret es comparen les torres obertes convencionals VXT, les torres tancades híbrides HXI i els refredadors adiabàtics DFC en quan a l'estalvi d'aigua que produeixen per dissipar els 818 kW totals i el corresponent estalvi econòmic que suposa.

Tal com s'ha dit, les torres obertes convencionals VXT consumeixen 3,6 litres d'aigua totals (evaporada i purga) per dissipar 4180 kJ. Per tant, amb la potència a dissipar cada hora d'un dia tipus de cada més, es pot calcular l'energia que cal dissipar a la torre anualment, i així saber els m<sup>3</sup> d'aigua que es consumirien per any. El càlcul econòmic corresponent es determina estimant els costos com mostra la taula següent:

	[€/m <sup>3</sup> ]
<b>Cost aigua</b>	1
<b>Cost residu (afluent)</b>	0,3
<b>Cost biocides (productes químics)</b>	0,8
<b>Cost total</b>	2,1

*Taula 9.9. Costos diferents fluids torres de refrigeració*



Tal com s'ha dit anteriorment, com que el refredador adiabàtic DFC no produeix aerosols, no consumeix biocides ni productes químics de tractament; el cost a aplicar-li serà menor. El càlcul detallat es troba a l'annex G. Sabent que la torre híbrida HXI estalvia un 75% de l'aigua i que el refredador adiabàtic DFC estalvia un 72%, s'obtenen els resultats següents:

Tipus de torre	Inversió inicial [€]	Consum total d'aigua [m <sup>3</sup> /any]	Consum d'aigua i productes [€/any]	Estalvi [€/any] degut a l'aigua i els tractaments
Clàssica VXT	24.000	5.139,25	10.792,43	-
Híbrida HXI	100.845	1.284,81	2.698,1	8.094,32
Refred. Adiab. DFC	139.012	1.438,99	1.438,99	9.353,43

*Taula 9.10. Comparativa de l'estalvi anual d'aigua per diferents torres de refrigeració*

S'observa que la torre que estalvia més aigua és la torre híbrida HXI, que també consumeix menys electricitat que la DFC, però per altra banda necessita fer els tractaments antilegionel·la (biocides, etc.), cosa que encareix els costos de manteniment i fa que l'estalvi anual obtingut (sense comptar el cost energètic) amb la torre híbrida sigui menor que amb el refredador adiabàtic.

Per tal de decidir, més endavant caldrà fer-ne una comparativa econòmica doble. Per una banda de l'estalvi econòmic aconseguit amb l'aigua evitada en aquestes dos torres i els tractaments químics evitats en el DFC, i per l'altra de l'amortització que s'aconsegueix tenint en compte que la inversió inicial i el consum energètic són majors en el refredador adiabàtic DFC.

## 9.4. Altres elements del circuit hidràulic

Hi ha un seguit d'equips i elements que no s'han detallat, ja que aquest no és un projecte executiu sinó un estudi de viabilitat. Aquests elements són els següents:

### Bombes:

Pel càlcul de les bombes del primari caldria partir del cabal que circularà pel conjunt de captadors i de les pèrdues de càrrega del circuit més desfavorable juntament amb les dels captadors i les del bescanviador de calor (ja sigui serpenti intern o bescanviador de plaques



extern). Per a les de la distribució també caldria agafar el circuit més desfavorable (en general sol ser el que va a la sala més llunyana, però arribat el cas caldrà comprovar-ho). Per a les bombes del circuit de refrigeració caldrà tenir en compte les temperatures i els cabals en el condensador i l'evaporador. Finalment caldrà veure si és necessari de col·locar bombes en paral·lel que treballin alternativament, per assegurar el bon funcionament de la instal·lació i la seva robustesa. Les bombes es posen, sempre que es pugui, a la part més freda del circuit.

### Vasos d'expansió

Es col·locaran vasos d'expansió en cada circuit tancat de la instal·lació, procurant de posar-los el més allunyat possible dels focus calents generalment en les canonades de retorn, etc.) Seran vasos d'expansió a pressió de nitrogen. Pel seu càlcul es diferenciarà entre el vas d'expansió del primari solar (de formulació més complexa) i els vasos d'expansió de la distribució. Pel dimensionament del vas del primari solar cal tenir en compte la formació de vapor en el captador, considerant el volum de fluid en les canonades, els captadors, etc., així com l'alçada a que treballa la instal·lació i la pressió a que es troba tarada la vàlvula de seguretat. En el solar s'instal·larà un vas o dipòsit tampó abans del vas d'expansió per protegir-lo i encabir el líquid dels captadors en l'estancament, fins i tot en cas d'aturada elèctrica.

### Bescanviadors de calor

El seu dimensionament depèn de la potència a intercanviar, del cabal que passi per les dues bandes i de les diferències de temperatura exigides. Caldrà analitzar molt bé aquest punt en el projecte executiu.

### Vàlvules i altres elements

A més, el circuit constarà d'altres elements, com són: vàlvules de seguretat, purgadors d'aire, vàlvules antiretorn, filtres per les bombes, sistemes de buidatge i reompliment, etc.

### *Consells en el circuit solar*

S'haurà de garantir que tots els elements del circuit resisteixen bé les temperatures màximes de funcionament, i en el primari s'haurà de garantir que suporten les situacions d'estancament sense degradar-se.

El cabal de funcionament cal que sigui adequat a cada circuit del sistema. Pels captadors es recomanen cabals baixos per augmentar l'estratificació de l'acumulador i el rendiment.



Les canonades seran de coure i aniran soldades amb soldadura dura (amb alt contingut en plata) en les zones on les temperatures puguin ser especialment elevades. Pel càlcul de les seccions es seguirà el criteri del nou RITE [20] segons el qual la pèrdua lineal serà menor a 40 mm.c.a./m. L'aïllament serà cautxú microporós d'uns 25 mm de gruix (abans 20 mm) en els trams interiors de menys de 35 mm de diàmetre i 30 mm en els de més diàmetre. Les que vagin a l'exterior de menys de 35 mm de diàmetre portaran aïllaments de 30 mm i les de major diàmetre de 40 mm. A més caldrà protegir les canonades exterior dels raigs UV amb un recobriments de xapa d'alumini o pintura especial.

El volum d'anticongelant serà com a mínim d'un 30% per garantir el funcionament sense problemes de congelació.







## 10. Proposta final

### 10.1. Disseny

El sistema d'obtenció d'energia escollit és un sistema combinat format per una captació solar, la utilització d'una màquina d'absorció per cobrir una demanda frigorífica fixa bàsica de 70 kW i un conjunt de 2 refredadores d'aigua condensades per aigua de 216 kW cadascuna per cobrir la resta de les necessitats frigorífiques. Tot això lligat a un suport per caldera centralitzada de gas natural de fins a 500 kW, tant per l'ACS i la calefacció com per a la màquina d'absorció.

També s'instal·laran acumuladors adequats pels diferents usos: un conjunt d'acumuladors solars de 7.000 litres, un conjunt d'acumuladors de calor de 4.500 litres de suport a la caldera centralitzada, un de fred de 6.000 litres de suport a les refredadores i un conjunt especial d'ACS (amb sistema correx-up) de 6.000 litres.

Com a sistema terminal s'instal·laran fancoils a 4 tubs (calefacció i refrigeració) de diferents potències segons les necessitats concretes de cada sala. Finalment, el sistema dissipador es basarà en una torre de refrigeració de 819 kW.

Degut a les repercussions en el cost de la instal·lació i la seva amortització encara queden pendents de determinar el camp de captació solar (LBM o tubs de buit) i el tipus de torre de refrigeració (VXT, HXI o DFC). Tot i així, aquests elements no influeixen en l'esquema hidràulic general de la instal·lació, ni en la seva regulació.

### 10.2. Regulació i control

La regulació d'aquesta instal·lació per tal d'assegurar-ne la màxima eficiència és un aspecte força important a detallar en fase de projecte executiu. En aquest document només es faran unes quantes reflexions a tenir en compte.

En la sala de màquines i lluny dels circuits hidràulics, s'instal·larà un quadre elèctric general que portarà els equips de protecció elèctrica, servomotors i controls de la instal·lació. També



tindrà un panell extern de visualització i control dels paràmetres de la instal·lació amb un sistema de monitorització i emmagatzematge de les dades.

Per tal de controlar tots els paràmetres es col·locaran elements de mesura com el comptador d'energia (entre els captadors i l'acumulador solar), els cabalímetres, termòstats, pressòstats, sondes de radiació i temperatura, etc. Tots aquests aparells, gràcies a les centraletes, comandaran la posició de les vàlvules motoritzades corresponents, per deixar passar el fluid per cadascun dels equips únicament quan les condicions sigui les adequades.

### Funcionament

El funcionament serà automàtic i el sistema de regulació controlarà l'arrancada i la parada de les bombes de solar, de distribució, de dissipació, etc.

En el **primari solar** hi ha dos circuits separats per un bescanviador de plaques extern. Una regulació termostàtica diferencial posa en marxa la bomba (B1a), i tot seguit la bomba (B1b), al detectar una diferència de temperatura positiva entre els captadors i l'acumulació solar (dos acumuladors en paral·lel). Aquest mateix circuit posseeix un sistema de detecció de temperatura màxima de funcionament amb la qual s'apagaria la bomba i la vàlvula de 3 vies (V1) tancaria el circuit abans de fer mal bé la bomba degut a l'estancament en els captadors (formació de vapor). Llavors el fluid seria dirigit cap a l'aeroterme que dissiparia la calor. A més, un dipòsit tampó (VT1) permetrà d'absorbir el líquid desplaçat protegint el vas d'expansió (VE1). De tota manera es preveu que la demanda serà intensiva i que per tant l'aeroterme estarà la major part del temps aturat.

La regulació del **circuit de distribució** actuarà sobre la bomba (B2). L'aigua prescalfada pel solar s'enviarà a l'acumulador de calor (2 en paral·lel) i segons les necessitats en cada moment la caldera aportarà l'energia que falti. En el **circuit de la caldera**, l'aigua serà impulsada per les bombes (B3a i B3b) a una i l'altra banda del bescanviador de plaques. Si el solar no està prou calent (dins d'un rang definit en un estudi de més de detall), una vàlvula de tres vies (V2) tanca el circuit fent un by-pass des del retorn de distribució cap a la caldera.

Mitjançant una vàlvula de dues vies motoritzada (V3a) es deixarà pas cap a la màquina d'absorció quan la temperatura sigui major de 88°C i hi hagi demanda de refrigeració. Si la



temperatura a la generació estigués fora del rang de funcionament de la màquina d'absorció el seu propi control l'aturaria. De tota manera una vàlvula de tres vies (V3b) permet refredar la temperatura de la generació amb el retorn de la mateixa. Una vàlvula (V4) fa el mateix per evitar que la temperatura de entrada en el condensador de la màquina sigui menor que 24°C (perquè hi hauria problemes de cristallització).

A la sortida de la màquina d'absorció pel **circuit de refrigeració** hi haurà la bomba (B4) que impulsarà l'aigua cap a les refredadores elèctriques que donaran un complement en el cas que sigui necessari (regulació de vàlvules V11 i V12). Una altra vàlvula de tres vies (V5) divisòria de cabal a l'entrada de l'evaporador de la màquina d'absorció, evitarà que l'aigua arribi a menys de 5°C a les refredadores elèctriques. Llavors l'aigua freda es portarà cap als fancoils de les sales, mitjançant la bomba (B5). A més, al retorn dels fancoils es situarà un acumulador de fred. L'altre circuit de sortida de la màquina, és la del **circuit de refredament**, que anirà cap a la torre de refrigeració juntament amb la sortida dels condensadors de les refredadores elèctriques. Un cop l'aigua hagi estat refredada a la torre es tornarà cap als equips de procedència amb la bomba (B6).

Una altra vàlvula de 2 vies (V6) permetrà el pas cap al bescanviador de plaques de l'aigua de **calefacció** segons si es detecta demanda a les sales, on també hi haurà una vàlvula divisòria de cabal (V7) per prevenir temperatures massa altes (>60°C). Es posarà una vàlvula anomenada "*flujoestática*" (V16) que regularà els cabals entre les dues bandes d'aquest bescanviador de manera mecànica. El circuit de calefacció cap a les diferents sales l'impulsarà la bomba (B7). El mateix faran la vàlvula de dues vies (V8), que deixarà passar aigua cap als acumuladors d'**ACS** sempre i quan es detecti la necessitat, i la de tres vies (V9) per evitar temperatures majors de 60°C.

En el **circuit terminal** cal dir que cada fancoil portarà una vàlvula de tres vies comandada per un termòstat d'ambient en cada sala, que així subministrarà el cabal requerit en cada moment.

Al hivern caldrà buidar els circuits de la màquina d'absorció i de la torre per evitar la congelació.



En un estudi més de detall es disposaran les vàlvules antiretorn, de seguretat, vasos d'expansió, sondes i tots mecanismes necessaris per assegurar el bon funcionament de la instal·lació. En l'annex L es mostra l'esquema hidràulic aproximat de la instal·lació.

## 10.3. Anàlisi econòmica

### 10.3.1. Pressupostos

El pressupost engloba els elements principals de la instal·lació dissenyada, sense arribar a detallar en profunditat els amidaments de vàlvules, etc. A més cal dir que no s'ha considerat els costos de l'obra civil, tot i que s'ha estimat el sobrecost de reforç de forjats i pèrgoles.

Tot i que en aquest projecte no s'ha aprofundit en el càlcul de: les instal·lacions interiors, els elements elèctrics i de control, les estructures de suport dels captadors, les canonades, etc.; s'han considerat valors aproximats ja que són parts imprescindibles per tenir un pressupost complet de la instal·lació.

Pel càlcul del cost dels diferents equips s'ha agafat els valors de les tarifes de venda al públic dels diferents fabricants, tot i que es preveu que l'empresa d'enginyeria-instal·ladora podrà aconseguir descomptes importants (de fins un 40%) que segurament caldria tenir en compte en un futur. Així s'obté el pressupost degut als materials. Per altra banda en els sistemes i elements hidràulics l'instal·lador augmentarà els preus (màxim un 20%) per assegurar la cobertura dels canvis que puguin sorgir a l'obra. Així es trobaria el pressupost d'instal·lació.

A més cal tenir en compte l'import del treball de l'equip d'enginyeria redactor del projecte, que es considerarà com un 6% més sobre el valor del pressupost. I el mateix passa amb els gastos imprevistos (+6%) i el control de qualitat (+1%). Aplicant-li un 16% d'IVA sobre el conjunt s'obté que el pressupost final.

S'estima que els diferents pressupostos calculats difereixen especialment en: la tipologia i el nombre de captadors escollits, els trams de canonades solars, la mida de les pèrgoles i el reforç necessari en els forjats. A més el pressupost variarà segons el sistema dissipador a usar (la torre de refrigeració triada). Els pressupostos es detallen en l'annex H.



Així els diferents valors pel pressupost utilitzant la torre clàssica VXT són:

<b>CASOS</b>	<b>Instal. de Ref.</b>	<b>18 LBM+VXT</b>	<b>22 LBM+VXT</b>	<b>66 Vitosol+VXT</b>
1. Captació	56.901	86.694	103.382	268.407
2. Sistema de Suport	16.308	17.225	17.225	17.225
3. Distribució	1.900	1.900	1.900	1.900
4. Absorció	0	30.000	30.000	30.000
5. Refrigeració	80.182	78.724	78.724	78.724
6. Dissipació	3.900	25.000	25.000	25.000
7. Calefacció	2.800	2.800	2.800	2.800
8. ACS	8.771	8.771	8.771	8.771
9. Elements terminals	47.400	47.400	47.400	47.400
10. Canonades	514.400	527.800	538.409	549.231
11. Conductes d'aire	227.600	227.600	227.600	227.600
12. Regulació + sist. elèc.	122.700	137.108	138.493	139.891
13. Altres	55.900	57.672	58.251	58.835
14. Pèrgoles i reforços		11.109	12.692	17.430
<b>TOTAL MATERIAL</b>	<b>1.138.762</b>	<b>1.259.804</b>	<b>1.290.645</b>	<b>1.473.213</b>
<b>Sobrecost material</b>		<b>121.042</b>	<b>151.884</b>	<b>334.451</b>
Honoraris Enginyeria (6%)	<b>68.326</b>	<b>75.588</b>	<b>77.439</b>	<b>88.393</b>
Control de Qualitat (1%)	<b>11.388</b>	<b>12.598</b>	<b>12.906</b>	<b>14.732</b>
Extres (6%)	<b>68.326</b>	<b>75.588</b>	<b>77.439</b>	<b>88.393</b>
<b>SUBTOTAL</b>	<b>1.286.801</b>	<b>1.423.578</b>	<b>1.458.430</b>	<b>1.664.730</b>
<b>Sobrecost subtotal</b>		<b>136.777</b>	<b>171.629</b>	<b>377.929</b>
IVA (16%)	<b>205.888</b>	<b>227.773</b>	<b>233.349</b>	<b>266.357</b>
<b>TOTAL</b>	<b>1.492.689</b>	<b>1.651.351</b>	<b>1.691.778</b>	<b>1.931.087</b>
<b>Sobrecost total</b>		<b>158.662</b>	<b>199.089</b>	<b>438.398</b>

Taula 10.1. Pressupostos segons captació escollida i amb torre clàssica VXT

Cal remarcar que el sobrecost es calcula amb la següent expressió:

$$\text{Sobrecost inversió inicial} = \text{Inversió}_{\text{instal·lació d'estudi (sense IVA)}} - \text{Inversió}_{\text{instal·lació de referència (sense IVA)}}$$

El sobrecost d'inversió inicial que suposa el sistema d'estudi respecte del de referència depèn de quin sigui el cas estudiat.

Degut a que es tracta d'una instal·lació que inclou molts aspectes diferents, el cost de la instal·lació de referència ja és molt elevat, 1.492.689 €. En les configuracions d'estudi, es veu l'encariment progressiu dels costos, essent màxim amb els tubs de buit (1.931.087 €).

Si s'utilitza la torre HXI (de cost inicial 101.745 €) l'únic apartat que canvia és el de la "Dissipació" i el total obtingut pels diferents casos és:



CASOS	Instal. de Ref	18 LBM+HXI	22 LBM+HXI	66 Vitosol+HXI
<b>TOTAL MATERIAL</b>	<b>1.138.762</b>	<b>1.336.549</b>	<b>1.369.390</b>	<b>1.551.958</b>
<b>Sobrecost material</b>		<b>197.787</b>	<b>230.628</b>	<b>413.196</b>
<b>SUBTOTAL</b>	<b>1.286.801</b>	<b>1.510.301</b>	<b>1.547.411</b>	<b>1.753.712</b>
<b>TOTAL (amb 16% IVA)</b>	<b>1.492.689</b>	<b>1.751.949</b>	<b>1.794.997</b>	<b>2.034.306</b>
<b>Sobrecost total</b>		<b>259.259</b>	<b>302.308</b>	<b>541.617</b>

*Taula 10.2. Pressupostos segons captació escollida i amb torre híbrida HXI*

I si el dissipador de calor és el refredador adiabàtic DFC (de cost inicial 139.912€), els pressupostos són:

CASOS	Instal. de Ref	18 LBM+DFC	22 LBM+DFC	66 Vitosol+DFC
<b>TOTAL MATERIAL</b>	<b>1.138.762</b>	<b>1.374.716</b>	<b>1.407.557</b>	<b>1.590.125</b>
<b>Sobrecost material</b>		<b>235.954</b>	<b>268.795</b>	<b>451.363</b>
<b>SUBTOTAL</b>	<b>1.286.801</b>	<b>1.553.429</b>	<b>1.590.540</b>	<b>1.796.841</b>
<b>TOTAL (amb 16% IVA)</b>	<b>1.492.689</b>	<b>1.801.978</b>	<b>1.845.026</b>	<b>2.084.335</b>
<b>Sobrecost total</b>		<b>309.289</b>	<b>352.337</b>	<b>591.646</b>

*Taula 10.3. Pressupostos segons captació escollida i amb refredador adiabàtic DFC*

El cost mínim per a la instal·lació (1.651.351 €) es dona amb 18 captadors LBM 100 AR de Wagner Solar col·locats sobre pèrgoles amb torre clàssica de circuit obert VXT de la marca Baltimore. El cost màxim (2.084.335 €) és dona amb la configuració amb tubs de buit i el refredador adiabàtic DFC. El més car representa un encariment de la instal·lació d'un 26,22% respecte el més barat, (el sobrecost es triplica del més barat al més car).

Finalment cal tenir en compte les dues possibles subvencions a les que es podrà acollir el projecte, per tal de triar-ne la més adient (veure Annex I). Aquestes subvencions s'han d'aplicar als pressupostos finals obtinguts amb IVA. Els resultats per a la torre clàssica VXT i subvenció 2 (projecte innovador) són els següents:

	18 LBM+VXT	22 LBM+VXT	66 Vitosol+VXT
<b>Superfície de capt. [m<sup>2</sup>]</b>	<b>167.4</b>	<b>204.6</b>	<b>211.86</b>
SUBVENCIÓ 2 [€] (563,325 €/m <sup>2</sup> capt)	94.301	115.256	119.346
<b>TOTAL amb subvenció 2 [€]</b>	<b>1.557.051</b>	<b>1.576.522</b>	<b>1.811.741</b>

*Taula 10.4. Pressupostos amb subvenció segons captació escollida i amb torre VXT*



En la taula següent es mostren els pressupostos aplicant la subvenció 2 per les torres de refrigeració d'última generació (HXI i DFC):

	<b>Configuracions</b>	<b>18 LBM</b>	<b>22 LBM</b>	<b>66 Vitosol</b>
<b>Torre HXI</b>	TOTAL amb subvenció 2 [€]	1.657.648	1.679.741	1.914.960
<b>Rref. DFC</b>	TOTAL amb subvenció 2 [€]	1.707.677	1.729.770	1.964.989

*Taula 10.5. Pressupostos amb subvenció segons captació escollida i amb torres HXI i DFC*

El cost mínim per a la instal·lació considerant que s'aplica la subvenció 2 (1.557.051 €) es dona amb 18 LBM i la torre VXT. El cost màxim (1.964.989 €) és dona amb la configuració amb tubs de buit i el refredador adiabàtic DFC. El segon representa un encariment de la instal·lació d'un 26,2%. L'aplicació de la subvenció representa, en el cas de la configuració de cost màxim, una rebaixa del 5,7 % (passant de 2.084.335 € a 1.964.989 €).

Aquests valors finals corresponen a la inversió inicial que caldrà que aporti el promotor de la instal·lació.

### **10.3.2. Rentabilitat econòmica**

La rentabilitat econòmica d'aquest projecte s'analitza mitjançant el càlcul dels paràmetres clàssics: VAN, TIR i temps d'amortització o PR (Període de Retorn); tenint en compte els costos de la instal·lació, els de manteniment, el combustible estalviat, la inflació, el preu del combustible i l'interès bancari (per 20 anys de vida útil de la instal·lació).

En aquest estudi s'ha tingut en compte únicament el sobrecost provocat per la instal·lació plantejada respecte d'una instal·lació convencional de referència en el mateix edifici (explicada en l'apartat 8.3.2), ja que hi ha bastants elements comuns als dos sistemes, com ara: calderes, acumuladors convencionals, etc. El sobrecost d'inversió inicial que suposa el sistema d'estudi respecte del de referència depèn de quin sigui el cas estudiat. (Veure els resultats en les taules de l'apartat 10.3.1).

Després s'analitzaran els fluxos de caixa anuals per un període suficientment llarg (20 anys previstos de vida útil), considerant els beneficis nets com la diferència entre els estalvis anuals provocats per l'aportació solar, i com a costos anuals els de manteniment (veure el càlcul en l'annex J). Com a dades de partida es fixen els següents paràmetres, i concretament



per a la inflació del cost dels combustibles es treballa amb 4 previsions o escenaris (entre 3 i 6%):

Paràmetres fixos	símbol	Valor
Preu base kWh de gas [€/kWh]	Pgn	0.03
Preu base kWh elèctric [€/kWh]	Pel	0.09
Interès bancari	k	3%
Inflació combustibles (increment cost GN, elec.)	ic	4 escenaris: 3 a 6%
Inflació general (manteniment)	i	3%

Taula 10.6. Paràmetres fixos per a la rentabilitat

La taula següent mostra un resum dels resultats de rentabilitat obtinguts pel sobrecost de la inversió sense comptar la subvenció i sense IVA.

	18 LBM+VXT	22 LBM+VXT	66 Vitosol+VXT
<b>Sobrecost inversió (sense IVA)</b>	<b>136.777</b>	<b>171.629</b>	<b>377.929</b>
<b>ESCENARI A (ic=3%)</b>			
<b>PR</b>	7 anys	8 anys	15 anys
<b>VAN</b>	560.000 €	502.146 €	86.489 €
<b>TIR</b>	19,73%	16,30%	4,72%
<b>ESCENARI B (ic=4%)</b>			
<b>PR</b>	7 anys	8 anys	14 anys
<b>VAN</b>	629.092 €	575.110 €	174.353 €
<b>TIR</b>	20,63%	17,25%	6,14%
<b>ESCENARI C (ic=5%)</b>			
<b>PR</b>	7 anys	8 anys	13 anys
<b>VAN</b>	704.692 €	654.955 €	270.502 €
<b>TIR</b>	21,530%	18,18%	7,45%
<b>ESCENARI D (ic=6%)</b>			
<b>PR</b>	7 anys	8 anys	13 anys
<b>VAN</b>	787.515 €	742.427 €	375.838 €
<b>TIR</b>	22,42%	19,10%	8,68%

Taula 10.7. Rentabilitat en diferents escenaris segons la captació escollida, amb torre VXT

S'observa que la instal·lació per tubs de buit és la més difícil d'amortitzar, tot i així segons quina sigui la inflació en els preus dels combustibles la rentabilitat augmenta passant de 15 a 13 anys per amortitzar la instal·lació.

La taula següent mostra els resultats si a la inversió inicial se li descompta la subvenció 2 (i sense tenir en compte l'IVA):





	18 LBM+VXT	22 LBM+VXT	66 Vitosol+VXT
<b>Sobrecost inv. amb subv.</b>	42.477	56.372	258.583
<b>ESCENARI A (ic=3%)</b>			
<b>PR</b>	4 anys	4 anys	10 anys
<b>VAN</b>	846.126 €	851.848 €	448.599 €
<b>TIR</b>	47,21%	39,47%	12,27%
<b>ESCENARI D (ic=6%)</b>			
<b>PR</b>	4 anys	4 anys	9 anys
<b>VAN</b>	1.073.634 €	1.092.129 €	737.948 €
<b>TIR</b>	50,03%	42,18%	15,30%

Taula 10.8. Rentabilitat amb subvenció segons la captació escollida, amb torres VXT

Sols es mostren els escenaris extrems A i D ja que ja són prou significatius de la influència del preu dels combustibles. En aquest cas la configuració amb tubs de buit segueix essent la més difícil d'amortitzar, tot i que el període d'amortització es redueix de 10 a 9 anys (de l'escenari A al D).

En quan a les diferents tipologies de torre de refrigeració, la seva amortització no es pot integrar en la comparativa anterior, ja que es parteix d'una instal·lació convencional amb aerorefrigeració (condensació per aire) i es passa a la instal·lació d'estudi amb torre (condensació per aigua). Per tant per saber l'amortització de les diferents torres caldria comparar el sobrecost per les diferents configuracions de camp de captació amb la torre VXT, amb les corresponents per a les altres dues torres, considerant l'estalvi econòmic i el consum energètic que suposen aquestes dues torres (veure apartat 9.3.2). Per això en aquest cas es preferible de calcular l'amortització de les torres HXI i DFC per separat, considerant el sobrecost que representen respecte la torre clàssica VXT.

En aquests cas com a dades de partida es fixen els següents paràmetres:

Paràmetres fixos	símbol	Valor
Interès bancari	k	3%
Inflació combustibles (increment cost elèctric)	ic	4%
Inflació general (manteniment, aigua)	i	3%

Taula 10.9. Paràmetres fixos per a la rentabilitat



La taula següent mostra l'amortització de les torres no convencionals:

	Sobrecost torres [€]	PR	VAN	TIR
HXI	76.845 €	8 anys	212.080 €	16,33%
DFC	115.012 €	12 anys	82.390 €	7,94%

*Taula 10.10. Rentabilitat torres no convencionals HXI i DFC*

Encara que totes dues rentabilitats es consideren acceptables donats els 20 anys de vida útil de les torres, s'observa que el període necessari per amortitzar el refredador adiabàtic DFC és força major que el de la torre híbrida HXI.

#### L'elecció:

Veient tots els resultats anteriors, finalment s'instal·larà la configuració que consta de 22 captadors plans d'alt rendiment i antireflexius LBM 100 AR de la marca Wagner Solar amb una torre de refrigeració de circuit tancat híbrida HXI de la marca Baltimore (que estalvia un 75% de l'aigua), per a la qual es sol·licitarà la Subvenció 2 (Projecte Innovador). Per tant el cost total de la instal·lació (amb IVA) serà de 1.679.741 €, i contant que la instal·lació de referència costava (amb IVA) 1.492.689 € el sobrecost que implica la instal·lació escollida és de 145.354 €. Calculant l'amortització d'aquest sobrecost (però sense IVA) per un escenari intermig (inflació combustible 4%) i interès bancari del 3%, s'obté:

Sobrecost Inversió inicial (amb subvenció 2 i sense IVA)	145.354 €
PR	7 anys
VAN	661.687 €
TIR	20,52%

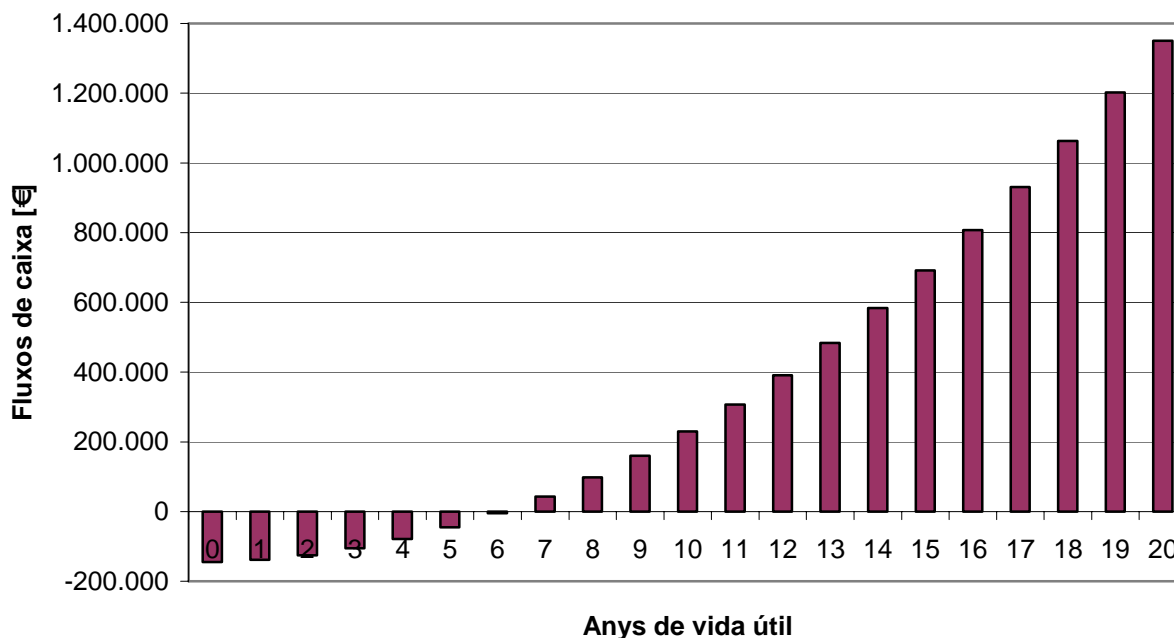
*Taula 10.11. Rentabilitat solució escollida*

Per tant s'amortitzaran en un període d'uns 7 anys, que es considera raonable comparant amb els 20 anys de vida útil de la instal·lació.

El gràfic següent mostra l'evolució dels fluxos de caixa acumulats en el temps de vida útil de la instal·lació escollida.



### Evolució dels fluxos de caixa acumulats



Gràfic 10.1. Evolució dels fluxos de caixa

## 10.4. Consideracions ambientals

### 10.4.1. Anàlisi de l'impacte ambiental

Al ser un projecte d'àmbit urbà i de rellevància ambiental moderada, la normativa no exigeix un Estudi d'Impacte Ambiental (EIA), sinó que n'hi haurà prou de fer un Informe Ambiental dels efectes que té el projecte sobre el medi i les mesures que cal prendre per reduir-los. Aquest informe es detalla en l'annex K.

De tota manera s'han volgut tractar de manera més detallada els següents aspectes ambientals de la instal·lació:



### 10.4.2. Factor d'impacte ambiental

Un factor per determinar la incidència sobre el medi ambient d'una instal·lació és el TEI (*Total Environmental Impact*) [24] que engloba molts dels paràmetres d'influència ambiental, com el ODP (Potencial de destrucció de Ozó), el GWP (Potencial d'escalfament global), el coeficient de rendiment CEE, la carrega refrigerant dels equips i les seves emissions.

L'Agència Europea del Medi Ambient (AEMA) ha determinat que el 98% del TEI d'una instal·lació frigorífica és degut a les emissions de gasos d'efecte hivernacle corresponents a la producció de l'energia elèctrica necessària pel seu funcionament. En una instal·lació per absorció, considerant que sols consumeix un 7% de l'electricitat de l'anterior, i que gran part de l'energia tèrmica que consumeix prové d'una altra banda independent (corrent de rebuig, energia solar, etc.), s'obté un TEI d'un 8% del que tindria l'equip de compressió mecànica.

En el cas d'aquest projecte tot depèn de la cobertura que faci l'energia solar. Amb la cobertura escollida finalment (26,74%), on el consum de gas és molt important, per desgràcia es pot arribar a valors del TEI semblant als de l'equip de compressió mecànica, degut a les emissions de gasos en la combustió.

### 10.4.3. Emissions estalviades

El CO<sub>2</sub> d'origen energètic representa al voltant de tres quartes parts del total de gasos contemplats en el Protocol de Kyoto, per això és considera interessant de calcular-ne les tones estalviades amb la instal·lació. Tot i així també es podrien calcular altres gasos tòxics com el SO<sub>2</sub>, responsable de la pluja àcida o els NO<sub>x</sub>.

Concretament sols es calcula el CO<sub>2</sub> evitat durant la fase de funcionament de la instal·lació degut a la utilització d'energia d'origen renovable en comparació amb la instal·lació de referència. No es tenen en compte la fase de construcció ni muntatge dels equips, ni la de desmantellament de la instal·lació.

Pel càlcul s'agafen els factors de conversió donats en estudi de la UPC [27] del 2005. Aquests valors són els següents:



kg CO <sub>2</sub> /kWh elèctrics	0,545
kg CO <sub>2</sub> /kWh de GN	0,2

Taula 10.12. Factors pel càlcul del CO<sub>2</sub> emès en la producció energètica [27]

Els resultats obtinguts per a la instal·lació escollida es mostren en la taula següent:

Captadors	Instal. de Ref.	Instal. d'estudi escollida	
	60 capt. model C20	22 capt. LBM i torre híbrida HXI	
Fonts d'energia	Producció de CO <sub>2</sub> [t CO <sub>2</sub> /any]	Producció de CO <sub>2</sub> [t CO <sub>2</sub> /any]	Variació [t CO <sub>2</sub> /any]
<b>GN</b>	55,78	115,91	-60,13
<b>Elec.</b>	178,12	97,71	80,41
<b>TOTAL</b>	233,9	213,62	20,28

Taula 10.13. Emissions de CO<sub>2</sub> estalviades en la instal·lació escollida

S'observa com les emissions de CO<sub>2</sub> degut al gas augmenten (valor negatiu a la columna de variació, no hi ha estalvi) però en canvi les emissions degudes al consum elèctric disminueixen (valor positiu, si que hi ha estalvi). Globalment hi ha un estalvi de vora 21 tones de CO<sub>2</sub> anuals. Això és perquè tot i que en la instal·lació finalment escollida es consumeix força més gas, avui en dia a Espanya les emissions per un kWh tèrmic són menors que les del kWh elèctric degut al mix de generació elèctrica.

#### 10.4.4. Fluids utilitzats en els circuits

El líquid anticongelant utilitzat en el circuit primari solar, és una solució d'aigua amb glicol, no és tòxic però convé que passi per la depuradora municipal abans d'arribar al riu o al mar.

Els líquids utilitzats en aquesta màquina d'absorció són: R-718 (aigua destil·lada) i una solució de bromur de liti. Aquests líquids no presenten grans problemes pel medi, sols cal assenyalar que la solució de LiBr no ha de ser ingerida i convé que sigui manipulada amb precaució per tal d'evitar que malmeti la fusta o els materials orgànics. En quan a l'aigua sols cal controlar-ne la puresa, ja que podria afectar el rendiment dels equips.

El refrigerant de les màquines frigorífiques elèctriques utilitzades és R407C, és ecològic i en cas de fuga no provoca destrucció de la capa d'ozó donat que no conté ions de clor.



#### 10.4.5. Contaminació acústica

Degut a que la contaminació acústica és un dels impactes més importants que s'ha identificat, la taula següent mostra el nivell sonor produït per cadascuna de les màquines de la instal·lació.

	Màquina Absorció	Torre refrigeració	Caldera	Refredadora. Elèctrica
	WFC-SC20	Híbrida HXI	MKS Wolf	30RW
Nivell sonor [dB]	49	61	< 30	< 40

*Taula 10.14. Nivell sonor de les màquines utilitzades en la instal·lació escollida*

S'observa que la més sorollosa és la torre de refrigeració, que té un nivell sonor equiparable a les altres torres de refrigeració del mercat.

Caldrà mitigar aquest efectes amb pantalles insonoritzants als recintes de les grans màquines, de manera que es garanteixi que el nivell acústic no sobrepassa els 30 dB en cap direcció a l'exterior de la sala de màquines, ni a l'exterior dels panells insonoritzants. Els panells es col·locaran a la distància adequada de les màquines pel seu bon funcionament i per facilitar-ne el manteniment. La instal·lació s'adequarà a l'apartat de contaminació acústica de l'Ordenança de Medi Ambient de la ciutat de Barcelona.

#### 10.4.6. Resum de les consideracions ambientals preses

Finalment les mesures ambientals remarcables tingudes en compte en aquest projecte són:

- Afavorir l'estalvi energètic (especialment d'electricitat)
- Cobrir més d'un 20% de les necessitats globals de l'edifici (ACS, calefacció i refrigeració) amb energia solar tèrmica. I cobrir més del 70% de l'ACS.



- Plantejar un sistema de regulació específic que aprofiti al màxim l'energia solar de cada moment.
- Utilitzar una torre de refrigeració de circuit tancat híbrida que estalvia un 75% de l'aigua comparant amb les torres clàssiques.
- Instal·lar fancoils eficients per a la calefacció i l'aire acondicionat, amb regulació individualitzada per cada sala.
- Comptar amb la instal·lació d'electrodomèstics bitèrmics (rentadores, rentavaixelles) que puguin aprofitar l'energia solar sempre que sigui possible.
- Disposar d'elements reguladors de cabal i limitadors de la temperatura de l'ACS.

## 10.5. Anàlisi de sensibilitat dels mètodes de càlcul

Els diferents mètodes de càlcul utilitzats depenen fortament de les dades inicials de contorn agafades.

En els càlculs de les necessitats energètiques el resultat pot diferir molt si es canvien: les temperatures exteriors, les condicions interiors de cada sala, les característiques ocupacionals i funcionals de l'edifici, etc. A més ja s'ha demostrat la necessitat de calcular les càrregues internes.

En els càlculs pel mètode f-chart si les temperatures ambientals o les radiacions agafades varien, els resultats també es veuen afectats, tot i que degut a la gran quantitat de demanda, el canvi percentual en la cobertura solar és fa més difícil d'apreciar.

Per l'anàlisi de l'estalvi energètic aconseguit en comparació amb la instal·lació de referència, els resultats obtinguts depenen dels coeficients de rendiment utilitzats en els diferents elements, tant en la instal·lació convencional de referència com en la d'estudi.



Pels càlculs econòmics els resultats obtinguts pels pressupostos depenen en gran mesura del pressupost de la instal·lació de referència estimat. A més, també depenen de moltes partides que donat que és tracta d'un estudi de viabilitat no se'n ha aprofundit el dimensionament i per tant el cost s'ha estimat amb el coneixement dels professionals del sector. A més, tal com s'ha demostrat també té una gran influència la inflació del preu dels combustibles i la tarifa del GN i l'electricitat en l'any 0.

Finalment el càlcul de les emissions de CO<sub>2</sub> estalviades, depèn en gran mesura del càlcul de l'estalvi energètic però també del factor de conversió utilitzat per saber el CO<sub>2</sub> emès en la producció energètica d'electricitat (en funció del mix de generació elèctrica).





## Conclusions

Les conclusions extretes d'aquest estudi de viabilitat, es poden dividir entre les d'abast més general i les conclusions concretes de la instal·lació proposada.

### Conclusions generals

Utilitzar l'energia solar per a la refrigeració, comporta la coincidència entre la màxima demanda i la màxima producció, ja que les necessitats de refrigeració màximes d'un edifici es produeixen quan hi ha la màxima radiació solar. Així s'utilitzaran els captadors tot l'any sense els problemes de sobreescalfaments actuals de l'estiu.

La tecnologia de refrigeració per absorció ja està prou madura a nivell teòric, però a nivell pràctic manquen molts detalls de cara a la seva aplicació més massiva. La màquina d'absorció de simple efecte, que pot funcionar amb captadors de baixa temperatura (de  $T < 100^{\circ}\text{C}$ ), presenta un rendiment molt baix, fet que implica que sols sigui útil si gran part de les necessitats de la màquina es poden cobrir amb energia residual o gratuïta (com la solar).

Les màquines d'absorció de baixa potència frigorífica ( $< 20$  kW), d'ús residencial, permeten l'ús d'aerorefrigeradors per dissipar la calor i per tant no necessiten torres de refrigeració. Però pel rang de potències estudiat (uns 70 kW frigorífics), la necessitat de situar grans torres de refrigeració a la coberta dificulta la col·locació del camp de captació. Si ja en el cas d'instal·lacions de producció únicament d'ACS, molts cops es fa difícil de situar els captadors degut a la distribució de les xemeneies a la coberta; en el camp de la refrigeració solar encara es fa més complicat d'encabir la gran superfície de captació necessària perquè el sistema estalviï energia (especialment gas i electricitat), amb la consegüent reducció d'emissions.

De tota manera, en relació als edificis d'habitatges plurifamiliars a llarg termini i amb l'abaratiment dels costos, potser es podria plantejar la realització d'instal·lacions independents per cada escala, que integrin cadascuna una màquina d'absorció de baixa potència per cobrir les necessitats frigorífiques.

Avui en dia el càlcul de la rentabilitat d'aquesta instal·lació és un punt imprescindible a l'hora de convèncer el promotor, però cal tenir present que una instal·lació de calefacció i refrigeració convencional no s'amortitza mai i en canvi es pretén que les instal·lacions solar sempre siguin amortitzables. Potser una instal·lació d'aquestes característiques s'ha de realitzar per motius de compromís amb la societat i amb el medi ambient, i no pels motius merament econòmics. De



tota manera, la desacceleració de les vendes en habitatges prevista en un futur, obligarà als promotors a oferir més valor afegit al seu producte, i en aquest sentit, bé es podria començar a integrar la refrigeració solar dels edificis.

Aquest sistema també contribuirà a disminuir la forta dependència energètica que es té dels altres països. En aquest aspecte la millor estratègia és la diversificació energètica i l'aprofitament dels recursos concrets existents en cada indret.

En general seria convenient plantejar un disseny bioclimàtic de l'edifici des dels inicis de la seva concepció (sistemes solars passius, i aïllaments adequats), que poden disminuir molt les necessitats tèrmiques de l'edifici. Els arquitectes han de pensar en clau solar tèrmica en la concepció de les cobertes (xemeneies al nord i part més assolellada lliure per a la instal·lació del camp de captació).

#### Conclusions relatives a la instal·lació finalment escollida

En primer lloc, cal dir que degut a les importants necessitats globals de l'edifici i les limitacions a nivell funcional (capacitat de la coberta, sobrepes, grans alçades, manca d'integració arquitectònica, sobrecost assumible, etc.), l'aportació global per energia solar és baixa (un 26,74%). Això ha comportat que el consum de gas natural necessari pel funcionament de la màquina d'absorció sigui molt gran i que en clau d'estalvi energètic no es pugui pensar que la instal·lació signifiqui una gran millora. Per solucionar-ho semblaria adequat plantejar la utilització d'una caldera de biodiesel o biomassa enlloc de la caldera de gas natural projectada. Per altra banda, la instal·lació implica una reducció del consum elèctric important, si es tenen en compte no només la reducció en la refrigeració, sinó també la que suposa evitar l'ús d'aeroterms en la dissipació solar i aerorefrigeradors per a la dissipació de les màquines frigorífiques convencionals.

A nivell econòmic la instal·lació suposa un estalvi degut a la relació actual dels preus del gas i l'electricitat (la segona de preu unes tres vegades més gran). Gràcies a aquest fet i a les subvencions del Ministeri, el sobrecost de la instal·lació finalment escollida s'estima que s'amortitza en un període 7 anys.



## Agraïments

Per a la realització d'aquest projecte agraeixo molt especialment l'assessorament rebut des de l'àmbit industrial per part de l'Ivan Escardó (Delegat de Wagner Solar a Catalunya) i per Joan Escardó (Representant de Baltimore Aircoil a Catalunya).

En l'àmbit universitari agraeixo les ensenyances de Josep Maria Nacenta, que ha col·laborat en l'elecció i l'ús dels mètodes de càlcul de la carrega tèrmica i dels equips. I a la Carme Pretel que sempre m'ha aconsellat en com enfocar el projecte i quin havia de ser l'abast del mateix.

A nivell laboral, agrair el consell i el suport trobats en els companys d'Endesa Ingeniería S. L, amb els que he pogut veure d'aprop la feina d'un enginyer d'energia solar i formar part d'un equip dinàmic i sobretot humà. A títol personal destacar la col·laboració del Ferran Garrigosa i la Maria Baqués, que han guiat aquesta primera etapa laboral.

Finalment, agrair als pares i al Pau el seu suport.





## Bibliografia

### 10.6. Referències bibliogràfiques

- [1] MINISTERIO DE INDUSTRIA, TURISMO Y COMERCIO. INSTITUTO PARA LA DIVERSIFICACIÓN Y EL AHORRO DE LA ENERGÍA, IDAE. *Aire Acondicionado a nuestras necesidades reales*. Article del 31 de maig de 2007. [<http://www.icaen.es>, 9 de juliol de 2007].
- [2] SERVEI D'ESTUDIS DE CAIXA CATALUNYA. *Informe sobre la conjuntura econòmica*. Informe número 114, d'abril de 2007.
- [3] MINISTERIO DE INDUSTRIA, TURISMO Y COMERCIO. INSTITUTO PARA LA DIVERSIFICACIÓN Y EL AHORRO DE LA ENERGÍA, IDAE. *Resumen del Plan de Energías Renovables en España 2005-2010 (PER)*. Resum d'agost de 2006.
- [4] SAM (suport a la gestió ambiental d'activitats en el municipi): *Present i futur de l'energia, Monogràfic nº12*, Ed: Diputació de Barcelona, Àrea de Medi Ambient. Barcelona, juliol de 2005. Capítol 4 Les energies renovables a Catalunya. Tècniques avançades en estalvi i eficiència energètica.
- [5] CARRIER AIR CONDITIONING CO.: *Manual de Aire Acondicionado*. Ed. Marcombo Barcelona, 1999. Parte 1: Estimación de la carga térmica, p. 1-109. Parte 11. Sistemas de agua-aire, p. 11-25.
- [6] INSTITUT CATALÀ D'ENERGIA. *Modificació integral de l'annex sobre captació solar tèrmica de l'Ordenança General de Medi Ambient*. Barcelona, 24 de febrer de 2006. Annex I. [<http://www.icaen.es>, 17 d'abril 2007].
- [7] EUROPEAN SOLAR THERMAL INDUSTRY FEDERATION (ESTIF) *Solar Thermal Markets in Europe 2006*. Informe de Juny de 2007. [<http://www.estif.org>, 3 d'octubre de 2007].
- [8] MINISTERIO DE INDUSTRIA, TURISMO Y COMERCIO. INSTITUTO PARA LA DIVERSIFICACIÓN Y EL AHORRO DE LA ENERGÍA, IDAE. *Informe Resumen de las Jornadas de Presentación Aspectos Energéticos del CTE*. Madrid, 27 d'abril 2006.
- [9] ASOCIACIÓN SOLAR DE LA INDUSTRIA TÉRMICA. *Memoria de actividad Solar Térmica y CTE: Protección y Ahorro con Renovables*. Informe ASIT, 2006. [<http://www.asit-solar.com>, 28 setembre de 2007].



- [10] AGÈNCIA DE L'ENERGIA DE BARCELONA. *Resum del Pla de Millora Energètica de Barcelona (PMEB)*. Ajuntament de Barcelona, 2003. [<http://www.barcelonaenergia.cat>, 11 de juny de 2007].
- [11] ENERGUÍA. *Retal de premsa sobre el mercado de las máquinas de absorción*. 2003. [[www.energuia.com](http://www.energuia.com), 9 de maig de 2007].
- [12] LANSOLAR. *Artículo técnico sobre colectores de tubo de vacío* Lansolar Magazine. Bizkaia, 2006.
- [13] WAGNER SOLAR: *Diseño de Instalaciones Solares Térmicas. Minimizando el coste del ahorro solar y maximizando la durabilidad*. Revista Energías Renovables, Núm. 185, de gener de 2007.
- [14] MARTÍNEZ BELTRAN, P.J. *Diseño y Dimensionado de Instalaciones de Climatización con Energía Solar*. Revista *El Instalador*. Abril de 2005.
- [15] ABSORSISTEM S. L. *Informe sobre el Ciclo de Absorción de simple efecto por agua caliente con solución H<sub>2</sub>O y LiBr*. [<http://www.absorsistem.com>, 24 d'abril de 2007]
- [16] SIAFA SRL *Comparativa de torres de refrigeración: circuito abierto o cerrado*. Buenos Aires, 2003.
- [17] CENTRE EXPERIMENTAL DE REFRIGERACIÓ I CLIMATITZACIÓ (ETSEIB). *Situació Tecnològica i Eficiència Energètica de la Climatització a Catalunya*. Estudi encarregat per l'ICAEN.
- [18] BALTIMORE AIRCOIL. *Product & Application Handbook*. EU-Volume I. Baltimore Aircoil International, Bèlgica, 2005. Capítols C i D.
- [19] MINISTERIO DE VIVIENDA. *Código Técnico de la Edificación*. (RD314/2006, del 17 de marzo). Documento Básico HE: Ahorro de Energía.
- [20] MINISTERIO DE INDUSTRIA, TURISMO Y COMERCIO. INSTITUTO PARA LA DIVERSIFICACIÓN Y EL AHORRO DE LA ENERGÍA, IDAE. MINISTERIO DE VIVIENDA. *Reglamento de Instalaciones Térmicas en los edificios (RITE) y sus Instrucciones Complementarias (IT)*. Modificacions del 31 de juliol de 2007. (RD 1027/2007 del 20 de juliol).
- [21] MINISTERIO DE SANIDAD Y CONSUMO. *Criterios higiénico-sanitarios para la prevención y el control de la legionelosis*. (RD 865/2003 del 4 de juliol).



- [22] MITJÀ I SARVISÉ, A. *Atlas de Radiació Solar a Catalunya. (Estudis Monogràfics 12)*. Generalitat de Catalunya. Departament d'Indústria, Comerç i Turisme. Institut Català d'Energia (ICAEN) i Universitat Politècnica de Catalunya (UPC). Barcelona, 2001. p. 96-97.
- [23] MINISTERIO DE LA PRESIDENCIA. *Procedimiento Básico para la Certificación de Eficiencia Energética de los edificios de nueva construcción*. (RD 47/2007, del 19 de gener).
- [24] CANO MARCOS, J.M. Refrigeración por Absorción. Interés energético e impacto ambiental. Jornadas Técnicas de Climatización 2001. Artículo Técnico. Ed. Energuía. [www.energuia.com, 14 de maig de 2007]
- [25] GENERALITAT DE CATALUNYA: *Bases reguladores per subvencionar la realització d'instal·lacions d'energies renovables. Convocatòria per l'any 2007*. (DOGC: Ordre ECF/209/2007, del 23 de maig).
- [26] MINISTERIO DE INDUSTRIA, TURISMO Y COMERCIO. INSTITUTO PARA LA DIVERSIFICACIÓN Y EL AHORRO DE LA ENERGÍA, IDAE. *Datos de Temperatura ambiente de las capitales de provincia*. Madrid, 2004.
- [27] UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA. DEPARTAMENT DE MEDI AMBIENT. *Informe MIES. Una aproximació a l'impacte ambiental*, Barcelona, 2005 [http://www.upc.edu/mediambient/vidauniversitaria/energiaiaigua, 12 de maig de 2007].

## 10.7. Bibliografia complementària

- MINGUELLA, J.A., TORRENS, M<sup>a</sup> C. *Energía Solar. Manual de instalaciones térmicas*. Barcelona, Editorial CEYSA. 1<sup>a</sup> edición, 1982.
- MINISTERIO DE INDUSTRIA, TURISMO Y COMERCIO. INSTITUTO PARA LA DIVERSIFICACIÓN Y EL AHORRO DE LA ENERGÍA, IDAE. *Instalaciones de energía solar térmica. Pliego de condiciones técnicas de instalaciones de baja temperatura*. Madrid, 2003.
- CENSOLAR. *Instalaciones de energía solar*. Sevilla, PROGNSA (Promotora General de Estudios, S.A), 1997, cap. 4.
- GALDON, F. Curso del Instalador de Calefacción, Climatización y ACS. Madrid. Ed. El Instalador, 1996. Capítols 3 i 4.



- SANCHEZ QUINTANA, F. Instalaciones de Calefacción por suelo radiante. Ed. PROGENSA (Promotora General de Estudios). Sevilla, 2002.
- AREA DE RENOVABLES DEL INSTITUTO NACIONAL DE TECNOLOGÍA AEROSPAZIAL (INTA). *Presentación de nuevos mercados de Energía Solar Térmica: Climatización Solar*. II Feria de las Energías Renovables y Tecnologías del Agua. Almería, 6 de febrer 2004.
- CENTRO DE INOVACIÓN TECNOLÓGICA EN REVALORACIÓN ENERGÉTICA Y REFRIGERACIÓN (CREVER). (Universitat Rovira i Virgili). *Estudi tecnològic del fred industrial i les seves millors tecnologies disponibles en consum d'energia*. Tarragona, gener del 2005.
- AGÈNCIA DE L'ENERGIA DE BARCELONA. Guia d'inspecció de l'Ordenança solar Tèrmica de Barcelona. Versió 1.0. del 12 de gener del 2006
- DE JUANA, J.M. *Energías Renovables para el desarrollo*. Madrid, Ed. Thomson Praninfo. Cooperación Internacional. 2003, p. 80-83.
- UPONOR. *Aplicaciones de calefacción y climatización. Manual Técnico. Sistema Uponor de refrigeración por techo*, 2007.

## 10.8. Assistència a congressos i conferències

- Asisitència al *1r. Congrés d'eficiència energètica a l'edificació i 3r congrès català d'energia solar*. CONSTRUMAT, Fira de Barcelona. Organitza l'Institut català d'Energia (ICAEN) 16 i 17 de maig de 2007.
- Assistència a les Conferències sobre *Tecnologies no convencionals para la climatización. La experiencia de los Estados Unidos*. CONSTRUMAT, Fira de Barcelona. Organitza l'Institut català d'Energia (ICAEN) 18 de maig de 2007.
- Assistència a la Conferència sobre *Aplicacions d'Energies Renovables en l'edificació* Organitza el Col·legi d'Enginyers Industrials de Catalunya. Barcelona, 17 d'octubre de 2007.





