
PROJECTE de TESI

ESTUDI DE LA MILLORA DE L'EFICIÈNCIA ENERGÈTICA DE LA VENTILACIÓ EN SISTEMES DE CLIMATITZACIÓ AMB L'ÚS DE RECUPERADORS DE CALOR

Autor: Oscar Ribé Torijano

Directors:

Dr. Jordi Cadafalch

Dr. Manel Quera



Sumari

SUMARI	1
TAULA FIGURES	3
1. GLOSSARI	5
2. INTRODUCCIÓ	6
2.1. Origen de la tesi	6
2.2. Motivació	6
2.3. Objectiu	9
2.4. Abast	10
3. ESTALVI ENERGÈTIC I SOSTENIBILITAT	12
3.1. Sistemes de climatització	12
3.2. Influència de la ventilació	13
3.2.1. Necessitat de ventilació	13
3.2.2. Càrregues de ventilació	14
3.3. Necessitats tèrmiques	15
3.3.1. Determinació del punt d'impulsió	15
3.4. Unitat refredadora.....	17
3.4.1. Refrigerant	18
4. FREE COOLING	19
4.1. Concepte	19
4.1.1. Free-cooling entàlpic.....	20
4.1.2. Free-cooling sensible	21
5. ESTALVI ENERGÈTIC I SOSTENIBILITAT: RECUPERACIÓ DE CALOR DE L'AIRE D'EXTRACCIÓ	22
5.1. Importància i normativa	22
5.2. Tipus de recuperadors	23
5.3. Eficiència dels recuperadors	24
5.4. Recuperació sensible	25
5.5. Recuperació entàlpica.....	26
5.6. Influència en la temperatura de superfície	27
6. INFLUÈNCIA DELS RECUPERADORS SOBRE LA INSTAL·LACIÓ	28
6.1. Potència frigorífica necessària	32

6.1.1.	Condicions exteriors de l'aire de ventilació	32
6.1.2.	Determinació de la temperatura d'evaporació.....	32
6.1.3.	Efecte en la potència del compressor	32
6.2.	Consum addicional	33
6.2.1.	Pèrdues de càrrega en el bescanviador.....	33
6.2.2.	Filtres	33
6.2.3.	Consum ventiladors	34
6.2.4.	Consum motor	34
6.2.5.	Consum refredament adiabàtic	34
7.	METODOLOGIA D'ESTUDI	35
7.1.	Descripció dels paràmetres de comparació.....	35
7.1.1.	Emplaçaments	35
7.1.2.	Descripció edificis i usos	35
7.1.3.	Recuperador sensible escollit	36
7.1.4.	Recuperadors entàlpics escollit.....	37
7.1.5.	Pèrdues de càrrega recuperadors i filtres	37
7.1.6.	Equip frigorífic	37
7.2.	Procés de càlcul.....	38
8.	EXEMPLE NUMÈRIC	39
9.	CONCLUSIONS	43
10.	TEMPS ELABORACIÓ	44
11.	REFERÈNCIES	45

TAULA FIGURES

Fig. 2.1. Distribució de consum d'energia en edificis (font. Secret. General d'Energia)	6
Fig. 2.2. Dades climàtiques per una ciutat costanera	8
Fig. 2.3. Dades climàtiques per una ciutat interior	8
Fig. 2.4. Climatitzadors d'aire primari i d'aire interior	10
Fig. 2.5. Climatitzador d'aire de ventilació	11
Fig. 3.1. Esquema d'instal·lació Aigua-Aire amb climatitzador d'aire primari amb recuperador	13
Fig. 3.3. Representació de les càrregues de ventilació en el diagrama psicomètric	15
Fig. 3.4. Obtenció del punt d'impulsió i superfície en el diagrama psicomètric	16
Fig. 3.5. Esquema d'una màquina frigorífica de compressió d'una sola etapa	17
Fig. 3.6. Representació en el diagrama P-h del cicle simple de compressió	17
Fig. 3.7. Influència en el COP de les temperatures d'evaporació i condensació en un cicle simple de compressió.	18
Fig. 4.1. Perfil de càrregues cobert pel free-cooling	19
Fig. 4.2. Esquema de comportes de la unitat de free-cooling. Ref [1]	20
Fig. 4.3. Gràfic regulació del free-cooling sensible.	21
Fig. 5.1. Taula 2.4.5.1 del RITE Ref. [2]	22
Fig. 5.2. Recuperació de calor. Ref [1]	23
Fig. 5.3. Esquema d'un recuperador	25
Fig. 5.4. Representació de la zona d'aplicació i efecte d'un recuperador sensible	26
Fig. 5.5. Representació de l'efecte d'un recuperador entàlpic amb eficiència de recuperació sensible igual a la latent	27
Fig. 5.6. Representació en el diagrama psicomètric de la influència de la recuperació de calor en la temperatura de superfície	27
Fig. 6.2. Influència de la temperatura d'evaporació sobre les prestacions de l'equip frigorífic	28
Fig. 6.3. Variació de la temperatura de superfície en funció de la tipologia de recuperador	29
Fig. 6.4. Comportament d'un recuperador sensible	29
Fig. 6.5. Recuperació sensible amb condensació	30
Fig. 6.6. Recuperació de quantitats percentuals iguals de calor sensible i latent	30
Fig. 6.7. Major recuperació de calor sensible que latent	31
Fig. 6.8. Major recuperació de calor latent que sensible	31
Fig. 6.9. Pèrdua de càrrega en un recuperador tipus	33
Fig. 7.1. Mapa de potencial d'estalvi a l'estiu	35
Fig. 8.1. Condicions dels exemples de càlcul	39
Fig. 8.2. resultats exemple oficines amb clima humit (Barcelona)	40

Fig. 8.3. resultats exemple oficines amb clima sec (Segòvia)	40
Fig. 8.4. resultats exemple cinemes amb clima humit (Barcelona)	41
Fig. 8.5. resultats exemple cinemes amb clima sec (Segòvia)	41
Fig. 8.6. Comparativa resultats dels exemples	42

1. Glossari

q_{vent}	Càrrega de ventilació
$q_{vent\ sens}$	Càrrega tèrmica sensible de ventilació
$q_{vent\ lat}$	Càrrega latent de ventilació
q_{ref}	Potència frigorífica necessària
q_{si}	Càrrega sensible interior
q_{li}	Càrrega latent interior
q_s	Càrrega sensible total
q_l	Carrega latent total
Q	Cabal volumètric
m_{vent}	Cabal màssic d'aire de ventilació
m_{imp}	Cabal màssic d'aire d'impulsió
h_{ext}	Entalpia de l'aire exterior
h_{int}	Entalpia de l'aire del local
h_{imp}	Entalpia de l'aire d'impulsió
h_{mescla}	Entalpia de la mescla d'aire exterior i de retorn
v_{esp}	Volum específic
T_{ext}	Temperatura exterior
T_{int}	Temperatura interior
T_{imp}	Temperatura de l'aire d'impulsió
T_{mescla}	Temperatura de l'aire de mescla
$T_{sortida}$	Temperatura a la sortida del recuperador
$w_{sortida}$	Humitat absoluta a la sortida del recuperador
η_{vent}	Rendiment dels ventiladors
ε_{sens}	Eficiència sensible
ε_{lat}	Eficiència latent

NOTA: Totes les unitats estaran expressades en el Sistema Internacional

2. Introducció

2.1. Origen de la tesi

Som conscients de la importància que té per a l'activitat humana la renovació de l'aire en espais tancats. Aquesta renovació de l'aire, o ventilació, suposa una important despesa energètica, que en ocasions pot arribar a superar el 50% del consum del sistema de climatització que l'ha de tractar, el qual tal com mostren les figures següents, és l'element de més consum en els edificis.

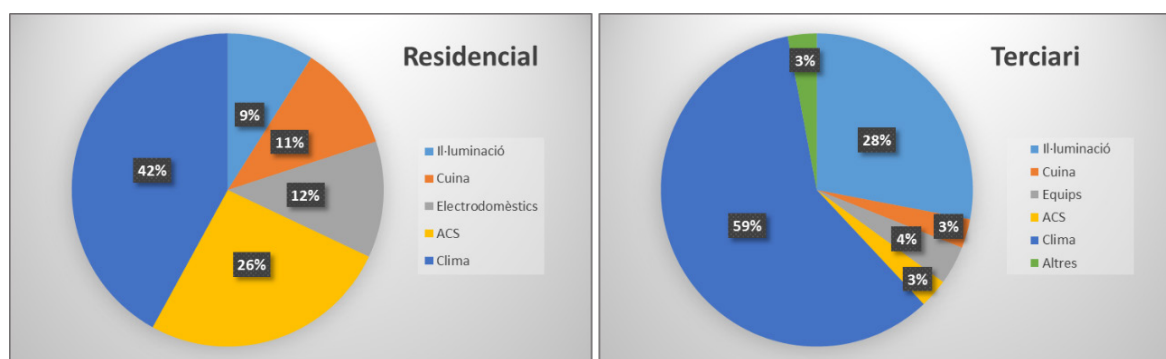


Fig. 2.1. Distribució de consum d'energia en edificis (font. Secret. General d'Energia)

És per aquest motiu que pren una importància rellevant tot l'estalvi energètic que es pugui obtenir en el procés de ventilació, el qual es pot millorar significativament amb l'ús intel·ligent dels recuperadors de calor, que a data d'avui no es dona en la majoria de les instal·lacions, malbaratant absurdament en molts casos, un enorme potencial d'estalvi energètic.

Tot i que aquest tema ha estat àmpliament abordat en d'altres estudis, veure **Refs [9] i [10]**, en aquest cas es vol aprofundir en la interacció d'aquests equips de recuperació de calor dins tot el sistema de climatització i ventilació, i sobretot, al dependre de forma molt directa aquest estalvi de les condicions de l'aire exterior, poder identificar de forma ràpida i senzilla, el sistema de major potencial d'estalvi en base a zones climàtiques i tipologies d'ús.

2.2. Motivació

L'actual RITE (Reglament d'Instal·lacions Tèrmiques dels Edificis) en la seva IT 1.2.4.5 "recuperació d'energia" expressa clarament quines són les exigències tècniques que han de complir les instal·lacions de climatització pel que referència a la recuperació de calor.

S'exigeix recuperació d'energia de l'aire d'extracció a partir de cert cabal, la instal·lació d'equips de refredament adiabàtic, unes eficiències mínimes de recuperació de calor sensible

sobre l'aire exterior i unes pèrdues de pressió màximes en funció de les hores de funcionament.

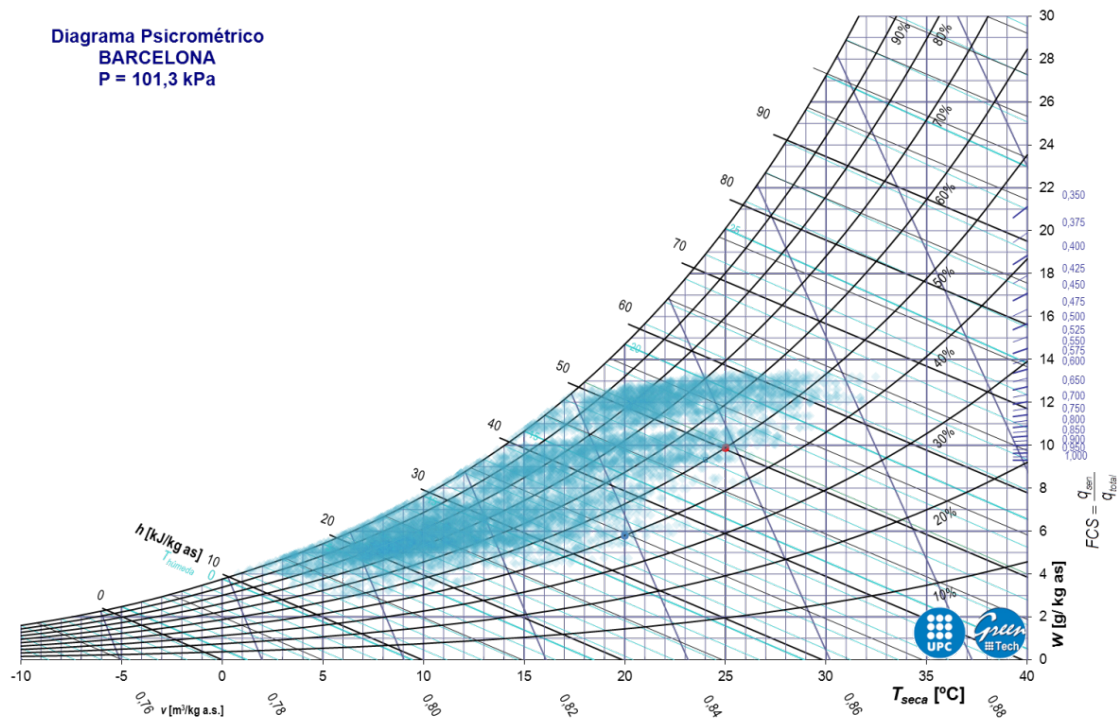
Aquesta reglamentació és molt genèrica i possiblement poc exigent, deixant en mans dels tècnics bona part de la decisió de com recuperar energia en la ventilació.

Així per exemple, el refredament indirecte de l'aire exterior que es realitza amb un recuperador sensible i humidificació adiabàtica és molt beneficiós depenent de la situació climàtica però, en climes humits no es convenient utilitzar-lo.

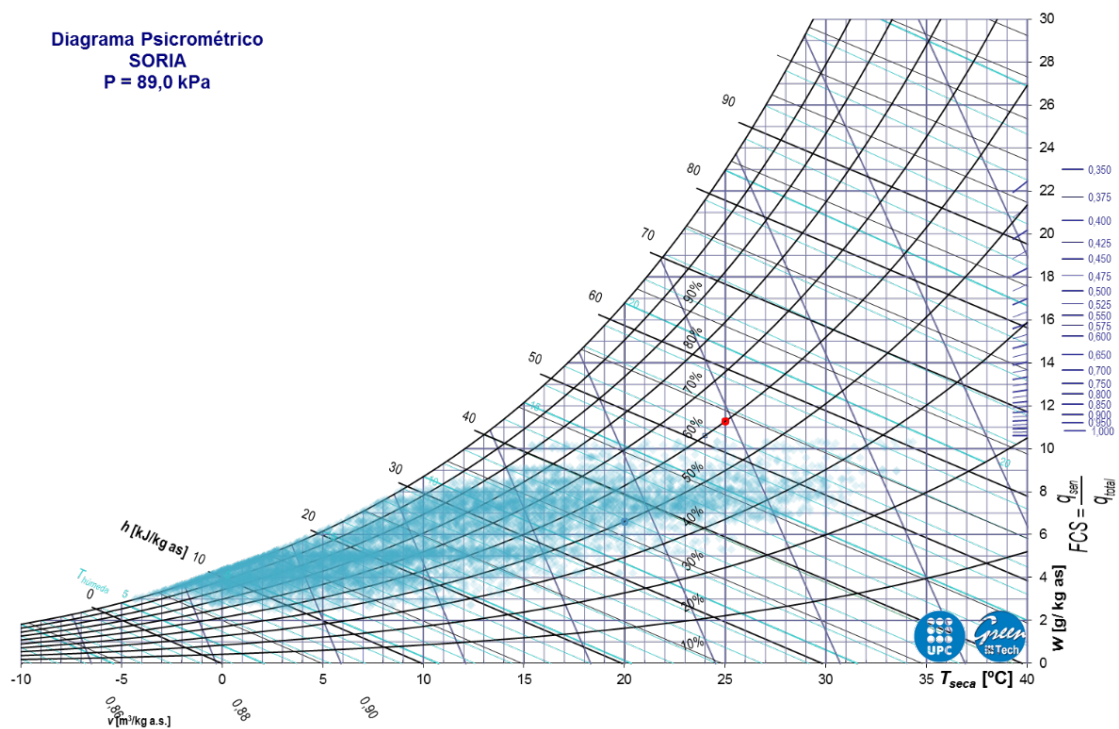
Tampoc especifica, quin tipus d'energia s'ha de recuperar, i aquest és un aspecte realment important, doncs recuperant únicament el % mínim exigít de l'energia sensible ja es compleix amb la normativa, malgrat que en moltes ocasions, aquesta representa una petita part del total, essent l'energia latent (deguda a la seva humitat) la que és realment significativa i ofereix un gran potencial d'estalvi.

Uns primers estudis ja ens indiquen que els paràmetres ambientals exteriors seran determinants per escollir el millor sistema de recuperació. I per tant serà molt important fer un bon tractament de les dades d'aquestes condicions exteriors per la sensibilitat que tenen sobre els resultats finals de l'estudi.

Per il·lustrar més clarament el que volem dir, hem traslladat sobre el diagrama psicomètric, el registre hora a hora al llarg d'un any de les condicions climàtiques en dues poblacions espanyoles, la primera costanera, amb un clima molt humit que acumula bona part de les seves condicions per sobre del 60-70 % d'humitat relativa.



La segona és una ciutat interior on les humitats relatives, especialment amb les temperatures elevades de l'estiu, són molt més baixes.



Un dels aspectes en el que pretén aprofundir aquesta tesi, és la incidència d'aquestes condicions climàtiques, i com es comporten diferents recuperadors de calor sota elles, amb l'objectiu d'extreure conclusions que permetin establir quin tipus sistema de recuperació de calor és el més adient, aportant dades qualitatives i quantitatives que ho avalin.

És cert però, que aquests recuperadors generen un consum afegit en els sistemes, que també cal tenir presents a l'hora de calcular els estalvis reals que s'obtenen. Aquests consums o reduccions d'estalvi tenen el seu origen bàsicament en 2 motius:

- El primer és directe i més immediat, degut a la pèrdua de càrrega que introdueixen els equips amb el conseqüent increment de consum dels ventiladors
- L'altre és més indirecte i ens serà més complicat d'avaluar, és el degut a que el canvi de temperatures de l'aire que provoca el recuperador, origina un canvi del punt de funcionament de les plantes refredadores per poder aconseguir les condicions interiors desitjades, amb la qual cosa es modifica lleugerament el COP i el consum dels compressors.

Els estudis realitzats fins el moment apunten de forma preliminar que la recuperació sensible, en climes humits, acaba resultant una forma d'estalvi precària degut a que gran part de la càrrega de ventilació és de tipus latent, tot i que s'aconsegueix fer treballar la unitat refredadora en condicions més favorables.

Contràriament, en climes secs, tot i que l'eficiència del recuperador sensible sigui menor que l'entàlpic, acaba essent més favorable que la recuperació entàlpica i això comporta un estalvi, tot i tenir un major consum de la màquina frigorífica.

2.3. Objectiu

L'objectiu d'aquesta tesi és la de proposar els paràmetres més determinants que permetin conèixer i assolir el màxim estalvi que es pot aconseguir en un sistema de ventilació a les instal·lacions de climatització.

Com s'ha vist fins ara, la càrrega de ventilació representa un paràmetre important a l'hora de dissenyar la instal·lació de climatització, i sobretot, a l'hora de poder parlar d'estalvis energètics. Ara bé, la correcta selecció del sistema de recuperació en funció de les condicions exteriors de l'aire serà de vital importància.

Aquestes condicions exteriors faran que sigui més aconsellable un recuperador de tipus sensible o un d'entàlpic.

Si bé es disposen de mapes peninsular de distribucions de temperatures o de radiació, aquests no ofereixen la suficient informació que permetin escollir una tipologia o una altra de recuperador.

Una primera tasca a desenvolupar serà un mapa peninsular on es puguin distingir de forma senzilla les zones de major estalvi energètic per cadascun dels sistemes de recuperació.

Aquest mapa s'elaborarà a partir de la informació climàtica publicada pel Ministeri de Foment (arxius '.met', del programari LIDER i CALENER), que comprenen 52 localitats de l'estat espanyol, i en elles hi trobem identificades la temperatura i humitat per les 8760 hores que conformen l'any tipus històric.

Una vegada identificades les zones geogràfiques on és més adient la utilització d'una tecnologia o una altra, es farà l'anàlisi quantitatiu de l'estalvi obtingut en base uns criteris d'utilització de la instal·lació.

2.4. Abast

La ventilació en edificis dependrà del sistema de climatització que existent, (veure l'apartat 3.1), i ens els edificis amb sistema de climatització centralitzat, en els que es centrarà aquest estudi, aquesta es realitza mitjançant climatitzadors.

- Amb una unitat de tractament de l'aire de ventilació, anomenat climatitzador d'aire primari (complement necessari en sistemes d'aigua, de refrigerant o expansió directa)

És una opció aplicada en tots els sistemes de climatització i podríem dir que l'única possible en els d'aire i d'expansió directa.

En ella hi ha un climatitzador, anomenat d'aire primari, dedicat en exclusiva a tractar l'aire de ventilació i portar-lo a les condicions interiors del local, cobrint així les càrregues de ventilació, i deixant les càrregues interiors en mans d'uns altres equips. (sist. d'aigua, sist. d'expansió directa o climatitzador d'aire interior).

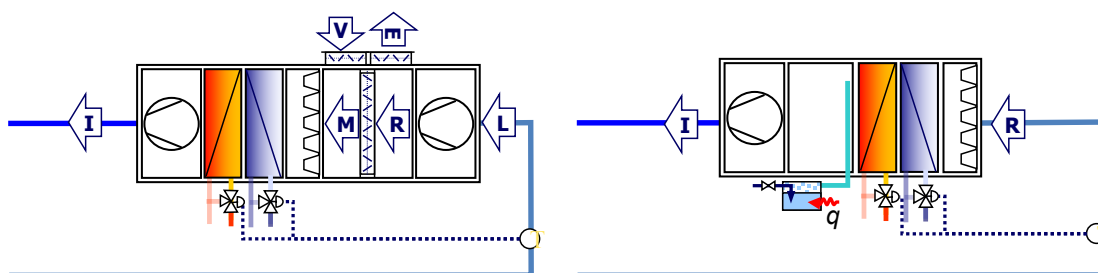


Fig. 2.4. Climatitzadors d'aire primari i d'aire interior

- Amb únic climatitzador que se'n ocupi tant de les càrregues internes com de les de ventilació (sistema tot aire).

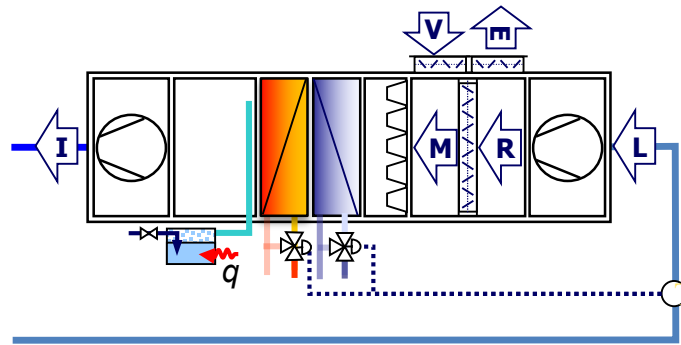


Fig. 2.5. Climatitzador d'aire de ventilació

Per diverses raons, i particularment en instal·lacions de gran potència, són molt freqüents i recomanables instal·lacions dotades amb la primera tipologia, els sistemes amb climatitzador d'aire primari, motiu pel qual l'abast d'aquest treball es focalitzarà en aquests sistemes.

D'altra banda val a dir, que aquesta decisió bé argumentada també pel fet que la incorporació dels recuperadors en la ventilació, es traduirà en un estalvi d'energia que no diferirà significativament quan el sistema sigui tot aire amb un climatitzador únic.

3. Estalvi energètic i sostenibilitat

Els recuperadors de calor són dispositius que porten molts anys utilitzant-se a nivell industrial, però és des de que s'ha pres consciència de la importància de l'estalvi energètic i l'impacte mediambiental que han començat a introduir-se en el sector de la climatització de confort.

Són múltiples els factors que incideixen en l'elecció del millor recuperador de calor per a una instal·lació concreta. Una mala elecció pot representar que aquest estalvi que s'espera obtenir no sigui tan notable com es desitjava.

Factors que major influència poden exercir sobre el comportament global del sistema poden ser: la tipologia de recuperador (sensible o entàlpic); climatologia de l'entorn on es troba la instal·lació; relació entre la càrrega de ventilació i la càrrega total a cobrir; etc...

3.1. Sistemes de climatització

La climatització d'un local consisteix en controlar les característiques de l'aire interior per adequar-lo a les condicions de confort requerides pels seus ocupants, a més de mantenir el nivell adequat de ventilació i qualitat d'aire.

Són múltiples els criteris sota els que es poden classificar els sistemes de climatització, si bé sembla raonable que ens fixem en aquelles instal·lacions on el consum sigui elevat i en conseqüència també ho sigui el potencial d'estalvi energètic en la ventilació. Estem parlant doncs d'edificis amb un sistema de climatització centralitzat, deixant per tant de banda les instal·lacions de petites dimensions equipades generalment amb sistemes autònoms.

SISTEMES CENTRALITZATS		
Equips	Característiques	Tipus sistema
Dividits refredats per aire	Multi-split VRF - VRV (volum de refrigerant variable)	Tot refrigerant
	VRF – VRV + climatitzador d'aire primari	Refrigerant-Aire
Planta refredadora d'aigua i caldera o Bomba de calor	Fan-coils individuals	Tot aigua
	Climatitzador (UTA) Unizona o multizona de volum constant o variable (VAV)	Tot aire
	Fan-coil individual + climatitzador d'aire primari	Aigua-Aire
	Inducció	Aigua-Aire
	Sostre fred	Aigua-Aire

Els requeriments d'aquest edificis els hi exigeix disposar de sistema de ventilació, pel que a la pràctica els sistemes "Tot Refrigerant", o "Tot Aigua", seran respectivament en realitat "Refrigerant-Aire" i "Aigua-Aire", que juntament amb els Aire-Aire.

Tots han de disposar d'un sistema de ventilació, sovint treballant en paral·lel al de climatització, amb el ja comentat climatitzador d'aire primari, el qual anirà dotat del recuperador de calor objecte l'objecte d'aquest estudi.

Com a exemple d'instal·lació amb climatitzador d'aire primari es mostra de manera esquemàtica a la següent figura un sistema 4 tubs Aigua-Aire

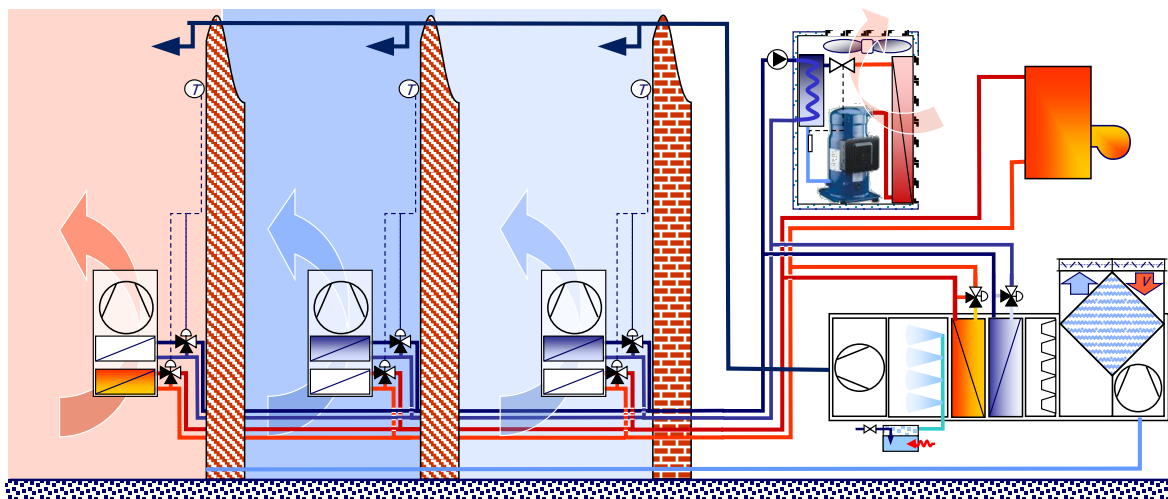


Fig. 3.1. Esquema d'instal·lació Aigua-Aire amb climatitzador d'aire primari amb recuperador

3.2. Influència de la ventilació

3.2.1. Necessitat de ventilació

Les exigències imposades pel RITE, segons la norma UNE-EN 13779 estableixen una ventilació mínima per tal de garantir la qualitat de l'aire interior. A l'apartat RITE 1.1.4.2.2 s'indica la qualitat mínima d'aire interior depenent del tipus de recinte i l'activitat que s'hi porti a terme. A efectes pràctics la determinació de la qualitat d'aire interior, i en conseqüència el cabal de ventilació, pot venir donada per:

- Nivell de CO₂
- Qualitat d'aire percebut
- Taxa d'aire exterior per persona
- Taxa d'aire exterior per unitat de superfície
- Nivells de concentració de contaminants específics

Una manca de ventilació pot dur a un augment de la concentració de CO₂, deguda a l'activitat metabòlica desenvolupada per les persones.

Segons un informe del Canadian Centre for Occupational Health and Safety (1997), l'exposició a curt termini de CO₂ a nivells per sota del 2% (20,000 parts per milió o ppm) no ha reportat provocar efectes nocius. Concentracions més elevades poden afectar la funció respiratòria i provocar excitació seguida per depressió del sistema nerviós central. Altes concentracions de CO₂ poden desplaçar oxigen en l'aire, resultant, en concentracions d'oxigen menors per a la respiració. Per tant, els efectes de la deficiència d'oxigen poden combinar-se amb efectes de toxicitat de CO₂.

Els voluntaris exposats a 3.3% o 5.4 % de CO₂ durant 15 minuts van experimentar profunditat augmentada de respiració. A 7.5%, una sensació d'inhabilitat per respirar (disnea), ritme augmentat del pols, cansament, marejos, suor, fatiga, desorientació i distorsió visual desenvolupada. 20 minuts d'exposició a 6.5 o 7.5% van fer disminuir el rendiment mental. Es va reportar irritabilitat i malestar amb exposicions a 6.5% per aproximadament 70 minuts. Exposició a 6% per diversos minuts, o 30% per 20-30 segons, afectaren el cor, segons es mostren en els electrocardiogrames alterats.

3.2.2. Càrregues de ventilació

L'aire de ventilació comporta unes càrregues tèrmiques que depenent de la situació poden representar un gran percentatge de les totals. Depenen de les condicions exteriors, i venen donades per:

$$q_{vent} = \frac{Q_{vent}}{V_{esp}} \cdot (h_{ext} - h_{int}) \quad (3.1)$$

Se separa entre càrregues sensible i latent, responsables de la variació de temperatura i d'humitat, respectivament.

$$q_{vent} = q_{vent\ sens} + q_{vent\ lat} \quad (3.2)$$

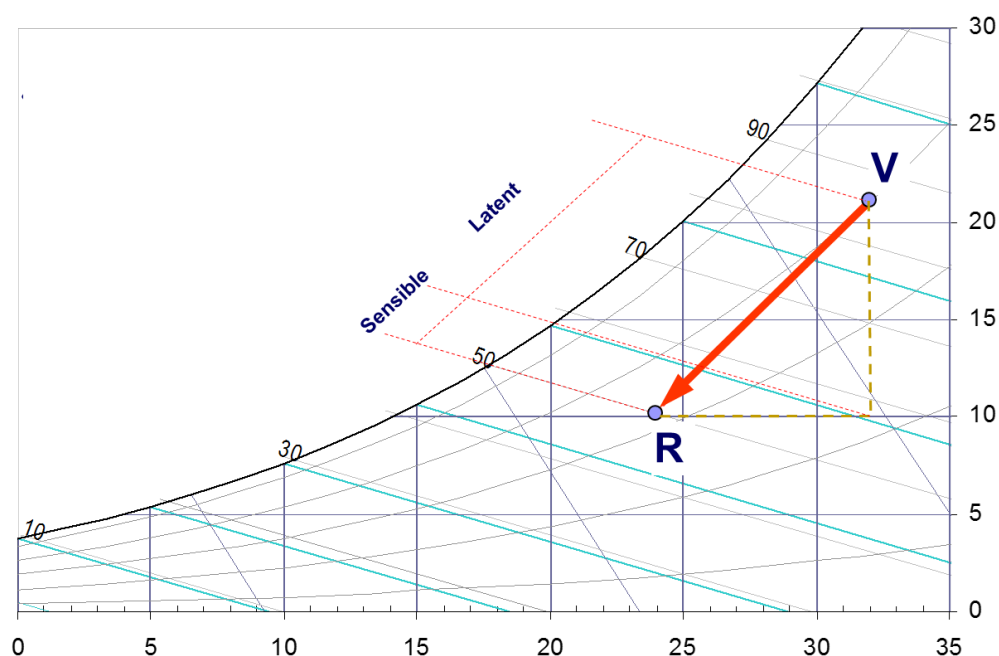


Fig. 3.2. Representació de les càrregues de ventilació en el diagrama psicromètric

3.3. Necessitats tèrmiques

Les necessitats tèrmiques d'un edifici depenen, a més de la ventilació, de les càrregues internes: pèrdues de calor per transmissió de parets, finestres, el tipus d'il·luminació, maquinària i l'ocupació o activitat que s'hi porti a terme.

El factor de pèrdues per transmissió de tancaments depèn, a més del tipus de tancament, de les condicions exteriors. D'aquesta manera el conjunt de càrregues internes d'un local varia depenent de l'emplaçament on es trobi.

La potència necessària a la bateria vindrà donada per:

$$q_{ref} = \dot{m}_{imp} \cdot (h_{mescla} - h_{impulsió}) \quad (3.3)$$

3.3.1. Determinació del punt d'impulsió

El factor de calor sensible interior (FCSI) és el que marca el pendent en el diagrama psicromètric per obtenir el punt d'impulsió.

Per determinar les condicions de sortida de l'aire en la bateria, cal disposar d'informació específica d'aquesta, com dimensions, geometria, layout, etc., la qual cosa permetria arribar

a estimar l'anomenat factor de by-pass (BPF), no obstant atesa l'evidència experimental que l'aire sortirà amb un grau d'humitat molt elevat, una alternativa més pràctica i alhora més precisa és considerar un valor pràctic estimat de la humitat relativa de l'aire a la sortida d'aquesta bateria al voltant del 90÷95%.

$$FCS_i = \frac{q_{si}}{q_{si} + q_{li}} \quad (3.4)$$

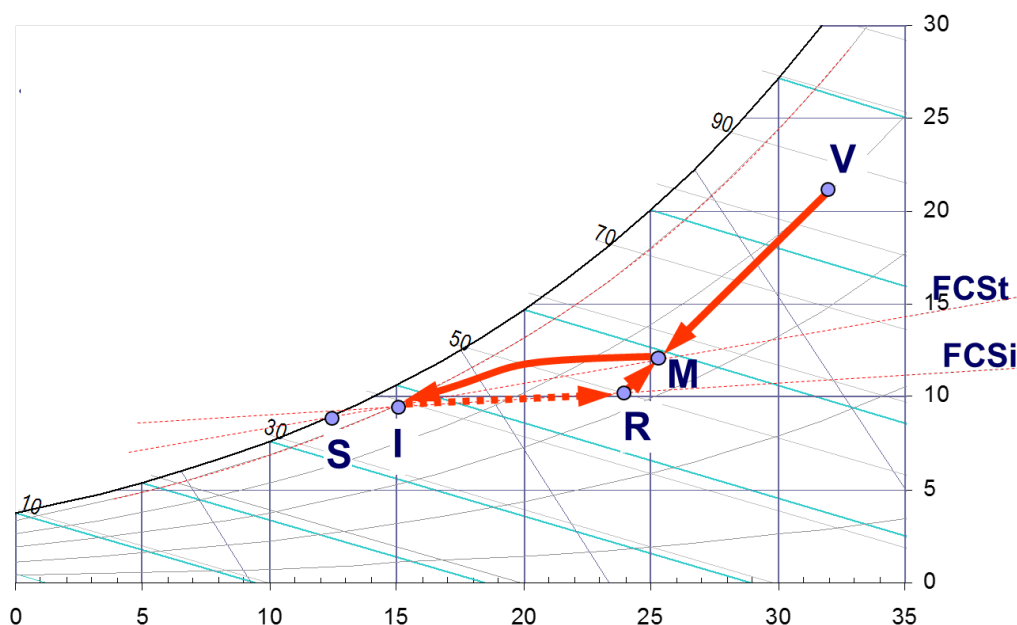


Fig. 3.3. Obtenció del punt d'impulsió i superfície en el diagrama psicomètric

Així les condicions de disseny a la impulsió al local no depenen del cabal de ventilació ni de les condicions exteriors, sinó únicament de les càrregues internes i condicions interiors.

Val a dir que donada la proximitat de les corbes d'humitat relativa a baixa temperatura a prop de la saturació, la opció anterior per estimar les condicions d'impulsió, és més precisa que la de fixar el factor de bypass (doncs no sempre disposarem de dades suficients del proveïdor de la bateria com per estimar-la amb precisió).

El factor de calor sensible total (FCSt), és en aquest cas el que fixa el pendent per obtenir el punt de superfície. La superfície de refredament de la bateria està a una temperatura mitjana T_{sup} i humitat relativa 100%, però realment no tot l'aire interactua amb la superfície fins el punt d'arribar a la saturació, pel factor de bypass. Això s'assimila com un percentatge de l'aire que surt amb les condicions de la bateria i la resta amb les condicions de la mescla d'aire exterior i de retorn.

$$FCS_t = \frac{q_s}{q_s + q_l} \quad (3.5)$$

3.4. Unitat refredadora

La unitat refredadora utilitzada és una màquina frigorífica de cicle de compressió simple, d'una sola etapa. La refrigeració s'aconsegueix evaporant un fluid refrigerant en un bescanviador de calor (evaporador) el qual absorbeix calor del seu entorn. Al evaporar-se el líquid canvia el seu estat a vapor. Un compressor mecànic s'encarrega d'augmentar la pressió del vapor per a poder condensar-lo en un altre bescanviador (condensador) cedint calor a l'exterior i transformant-lo novament en líquid. Per tancar el cicle, el refrigerant passa per un element d'expansió que redueix la seva pressió a fi de ésser introduït novament a l'evaporador.

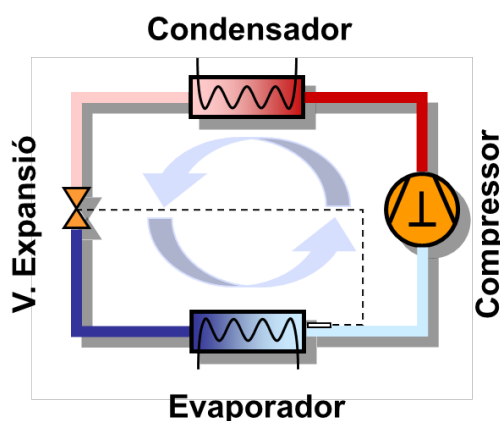


Fig. 3.4. Esquema d'una màquina frigorífica de compressió d'una sola etapa

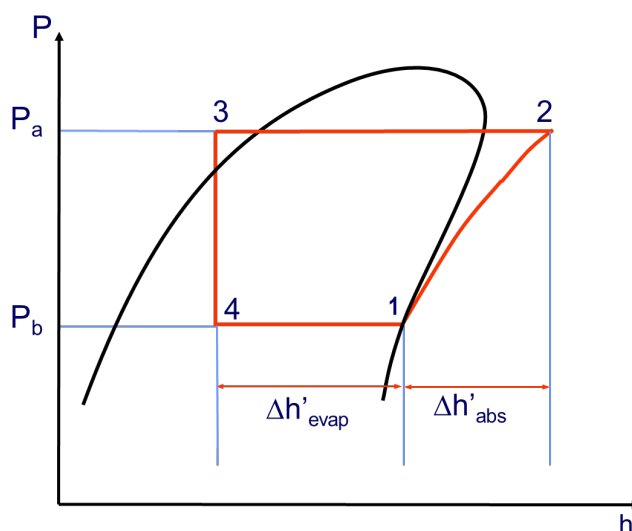


Fig. 3.5. Representació en el diagrama P-h del cicle simple de compressió

Se suposa un reescalfament del vapor de 5°C, per a protegir el compressor assegurant l'absència de líquid i un subrefredament del líquid de 2°C, que garanteix l'existència de líquid a la part baixa del condensador, i que no arribi vapor refrigerant a l'element d'expansió. Cal

tenir en compte que, tot i considerat constant, el subrefredament en el condensador disminueix quan la temperatura ambient augmenta i viceversa.

Es considerarà una bomba de calor inverter, que regula la potència del compressor (suposat de rendiment isentròpic constant) en funció de la demanda i un sistema aire-aigua (transfereix el calor als locals a través d'un circuit d'aigua a baixa temperatura). És un sistema clàssic de condicionament d'aire, que utilitza bateries fredes i calentes a més d'una bateria exterior que és la que s'encarrega d'eliminar o extreure calor de l'exterior.

Les bombes de calor tenen una vàlvula inversora de cicle, de 4 vies, que és la que s'encarrega d'intercanviar el focus fred i el calent, col·locada a la sortida del compressor (descàrrega) i que, segons la temperatura del medi a climatitzar, commuta invertint el flux de refrigeració.

3.4.1. Refrigerant

La següent figura posa de manifest la gran influència que tenen en el COP, i en conseqüència en el consum del compressor, les temperatures (o pressions) d'evaporació i les de condensació.

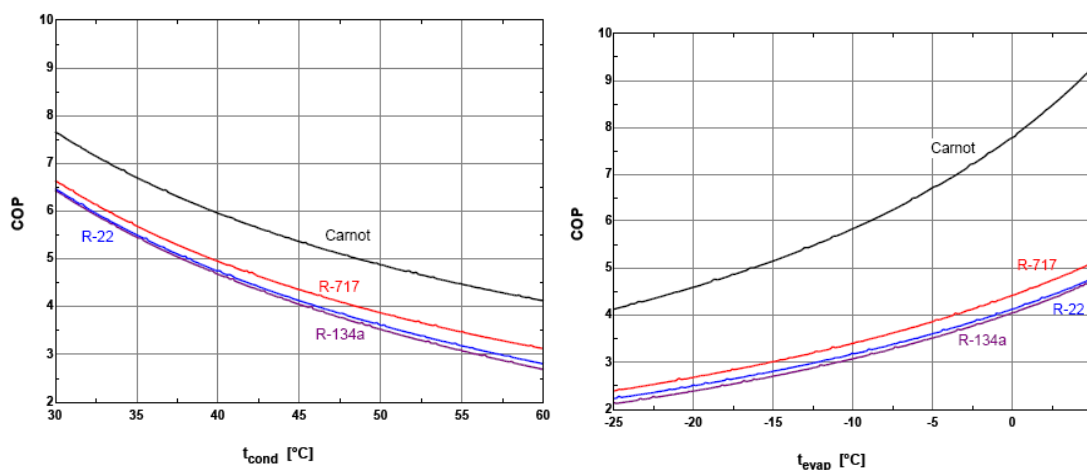


Fig. 3.6. Influència en el COP de les temperatures d'evaporació i condensació en un cicle simple de compressió.

4. Free cooling

4.1. Concepte

El sistema de “free-cooling” o refredament gratuït consisteix aturar el sistema de producció de calor o fred i prendre tot l'aire de l'exterior quan les condicions exteriors siguin més favorables que les del local. És a dir, es ventila mitjançant l'obertura de la comporta d'aire exterior de la caixa de mescles. El free-cooling pot ser de tipus sensible, si únicament comparem les temperatures interior i exterior; o bé entàlpic, si a més, es compara la humitat.

Amb aquest sistema s'intenta combatre les càrregues internes del local a condicionar.

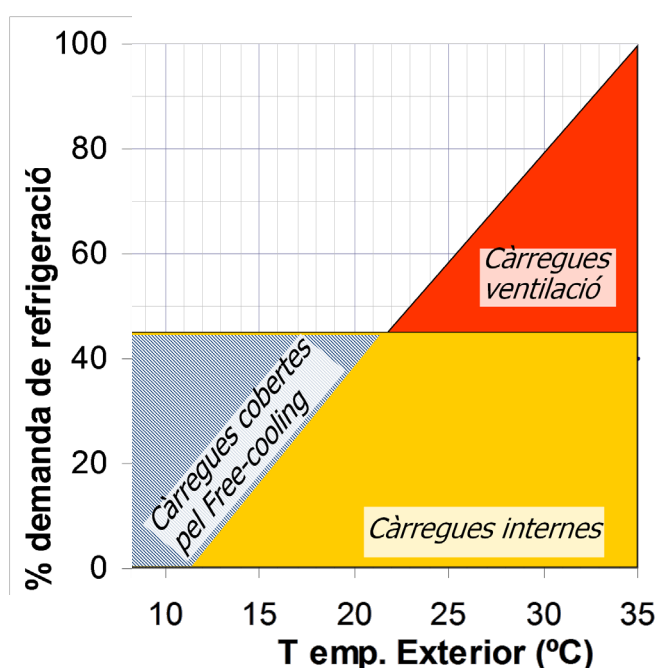


Fig. 4.1. Perfil de càrregues cobert pel free-cooling

A la següent figura es mostra el procés més habitual per portar a terme el free-cooling, comptant el sistema amb un ventilador a la línia de retorn, que pot canalitzar l'esmentat aire a l'exterior, o recircular-lo cap a la bateria de refredament. La proporció d'aire eliminat i recirculat es realitza mitjançant un joc de comportes en funció del grau d'obertura o tancament. Una tercera comporta a l'entrada d'aire exterior opera sincronitzadament amb l'aire eliminat a l'exterior i d'aquesta manera, en augmentar el cabal d'aire exterior a mesura que la comporta s'obre, es va tancant la d'aire recirculat i s'obre la d'aire expulsat.

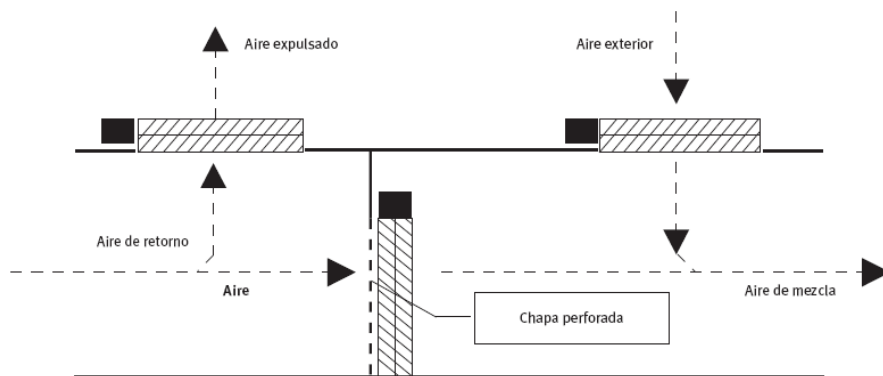


Fig. 4.2. Esquema de comportes de la unitat de free-cooling. Ref [1]

En el RITE, a la IT 1.2.4.5.1, aquest sistema s'estableix obligatòriament per sistemes o subsistemes de més de 70 kW de potència frigorífica.

4.1.1. Free-cooling entàlpic

És el més habitual i l'utilitzat en aquest projecte. Si l'entalpia de l'aire exterior és favorable, és a dir, més baixa que l'entalpia de l'aire de retorn al tractar-se d'estiu, s'aprofitarà la ventilació.

Si la diferència entre aquestes entalpies és suficient per a que, per a un cert cabal d'aire exterior (sempre que sigui superior al mínim de ventilació exigit), la mescla amb l'aire de retorn assoleixi l'entalpia del punt d'impulsió, s'obtindrà potència frigorífica necessària nul·la i sinó es convertirà en un sistema tot aire exterior a fi de minimitzar aquesta potència.

Destacar que $h_{\text{mescla}} = h_{\text{imp}}$, i en conseqüència $q_{\text{ref}} = 0$, no implica que el punt sigui el mateix, és a dir, temperatura i humitat de la mescla no tenen per a que ser les del punt d'impulsió i en conseqüència les condicions interiors poden no ser exactament les desitjades.

En el cas de sistema tot aire exterior la demanda frigorífica es calcularà com:

$$q_{\text{ref}} = \dot{m}_{\text{vent}} \cdot (h_{\text{ext}} - h_{\text{imp}}) \quad (4.1)$$

i el consum de l'equip,

$$W_{\text{comp}} = \frac{q_{\text{ref}}}{\text{COP}} \quad (4.2)$$

agafant com a COP la mitjana dels COP obtinguts per condicions sense recuperador.

4.1.2. Free-cooling sensible

Segons normativa en general l'admissió de l'aire exterior ha de basar-se en la comparació d'entalpies de l'aire de retorn i el mateix aire exterior. Tot i així, en climes secs o locals on s'admetin humitats relatives superiors als valors normals serà suficient comparar temperatures.

Es poden plantejar els següents casos:

- $T_{ext} < T_{imp}$
- $T_{int} > T_{ext} > T_{imp}$
- $T_{int} < T_{ext}$

I la resolució de cadascun vindria donada segons la següent figura

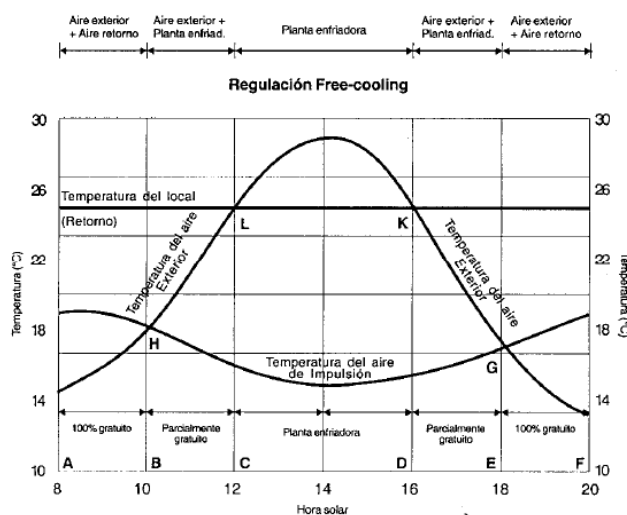


Fig. 4.3. Gràfic regulació del free-cooling sensible.

5. Estalvi energètic i sostenibilitat: Recuperació de calor de l'aire d'extracció

Els recuperadors de calor són dispositius que porten molts anys utilitzant-se a nivell industrial, però és des de que s'ha pres consciència de la importància de l'estalvi energètic i l'impacte mediambiental que han començat a introduir-se en el sector de la climatització de confort.

Són múltiples els factors que incideixen en l'elecció del millor recuperador de calor per a una instal·lació concreta. Una mala elecció pot representar que aquest estalvi que s'espera obtenir no sigui tan notable com es desitjava.

Factors que major influència poden exercir sobre el comportament global del sistema poden ser: la tipologia de recuperador (sensible o entàlpic); climatologia de l'entorn on es troba la instal·lació; relació entre la càrrega de ventilació i la càrrega total a cobrir; etc...

5.1. Importància i normativa

La recuperació de calor aprofitant la capacitat tèrmica, temperatura o entalpia de l'aire interior contaminat que s'ha d'enviar a l'exterior quan s'introdueix aire nou a fi de mantenir la ventilació és un factor a tenir en compte per a l'estalvi energètic.

S'utilitzen recuperadors de calor, de temperatura o temperatura i humitat, reduint així, la càrrega de ventilació.

El RITE, a la seva IT 2.4.5.2, exigeix l'instal·lació de recuperadors de calor quan el cabal d'aire expulsat a l'exterior mecànicament sigui superior a 0,5 m³/s. Per a augmentar l'eficiència de la recuperació es disposarà d'un equip de refredament adiabàtic.

S'estableixen també, per normativa, les eficiències mínimes de recuperació en calor sensible sobre l'aire exterior i les pèrdues de pressió màximes, en funció del cabal d'aire expulsat i de les hores de funcionament del sistema, segons la taula següent

Horas anuales de funcionamiento	Caudal de aire exterior (m³/s)									
	> 0,5...1,5		> 1,5...3,0		> 3,0...6,0		> 6,0...12		> 12	
	%	Pa	%	Pa	%	Pa	%	Pa	%	Pa
≤ 2.000	40	100	44	120	47	140	55	160	60	180
> 2.000...4.000	44	140	47	160	52	180	58	200	64	220
> 4.000...6.000	47	160	50	180	55	200	64	220	70	240
> 6.000	50	180	55	200	60	220	70	240	75	260

Fig. 5.1. Taula 2.4.5.1 del RITE Ref. [2]

L'equip de refredament adiabàtic no té rellevància en les consideracions d'aquest estudi, que pretén comparar la recuperació sensible i entàlpica, sense fer referència a la normativa i per tant no es tindrà en compte en els càlculs realitzats.

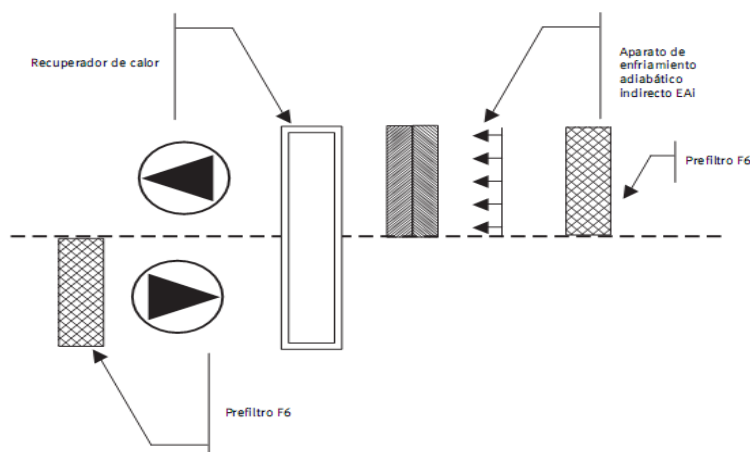


Fig. 5.2. Recuperació de calor. Ref [1]

5.2. Tipus de recuperadors

Els recuperadors poden ser estàtics o rotatius. Els estàtics o de plaques recuperen únicament calor sensible (temperatura) i es diferencien entre flux creuat i flux paral·lel. Els recuperadors rotatius es divideixen en rotor no higroscòpic, que com la paraula indica no absorbeixen ni cedeixen humitat i rotor higroscòpic que recuperen calor sensible i latent (temperatura i humitat). Aquests últims poden ser entàlpics (adsorbeixen humitat per immersió del rotor en bany químic) o de sorció (adsorbeixen humitat en el rotor mitjançant un recobriment de zeolites de gran porositat)

El recuperador serà seleccionat per al seu funcionament en condicions extremes, això fixa una pèrdua de càrrega i una superfície d'intercanvi constants en tota situació pel que l'eficiència únicament dependrà del salt de temperatures (o humitats absolutes) entre l'aire exterior i l'interior.

Es difícil comparar les diferents tipologies de recuperadors de calor basant-se únicament en la seva eficiència global.

A partir d'aquí se pot establir-se una comparativa en funció de:

- de la quantitat de calor sensible,
- latent o total intercanviada,
- de les fuites d'aire que presenten
- de la pèrdua de càrrega que incorporen al sistema;

Però també hi ha altres paràmetres importants per a la seva comparativa dels quals es molt difícil poder obtenir la informació necessària. Aquests altres paràmetres podrien ser:

- el període de retorn de la inversió,
- el cost de manteniment, la vida útil del intercanviador,
- el màxim cost energètic estalviat,
- etc...

Considerant la poca informació disponible, utilitzarem la literatura publicada por Besant and Simonson (2003) per mostrar aquesta comparativa.

	De plaques	Heat pipe	Bucle de bateries	Termosifó	Plaques de membrana	Roda entàlpica
Disposició del flux	Flux creuat	Flux paral·lel	-	Flux paral·lel	Flux cruzado	Flux paral·lel
Cabals a intercanviar [l/s]	Superior a 25	Superior a 50	Superior a 50	Superior a 50	Superior a 25	Superior a 25
Eficiència sensible típica (ms=me) ; [%]	50 a 80	45 a 65	55 a 65	40 a 60	50 a 75	50 a 85
Eficiència latent típica (ms=me) ; [%]	-	-	-	-	50 a 72	50 a 85
Eficiència total [%]	-	-	-	-	50 a 73	50 a 85
Velocitat frontal [m/s]	De 1 a 5	De 2 a 4	De 1,5 a 3	De 2 a 4	De 1 a 3	De 2,5 a 5
Pèrdua de càrrega [Pa]	100 a 1000	150 a 500	150 a 500	150 a 500	100 a 500	100 a 300
EATR [%]	De 0 a 5	De 0 a 1	0	0	De 0 a 5	De 0,5 a 10
Rang de Temperatures [°C]	-60 a 800	-40 a 40	-45 a 500	-40 a 40	-10 a 50	-55 a 800
Avantatges	No té parts mòbils Pèrdua de càrrega baixa Fàcil neteja	No té parts mòbils La posició del ventilador no és crítica	L'aire de retorn pot separar-se de la impulsio La posició del ventilador no és crítica	No té parts mòbils L'aire de retorn pot separar-se de la impulsio La posició del ventilador no és crítica	No té parts mòbils Pèrdua de càrrega baixa Baixes fuites d'aire	Transferència de massa o humitat Mides compactes Pèrdua de càrrega baixa
Limitacions	Se requereixen grans dimensions per a grans cabals d'aire	Eficiència limitada per la pèrdua de càrrega i cost	Predir el comportament requereix una simulació precisa	Eficiència limitada per la pèrdua de càrrega i cost	Se desconeix el manteniment i el comportament a llarg termini	L'aire d'impulsió pot requerir un refredament o escalfament extra

5.3. Eficiència dels recuperadors

L'eficiència d'un recuperador és el ràtio entre l'energia recuperada i el màxim possible transferida entre corrents.

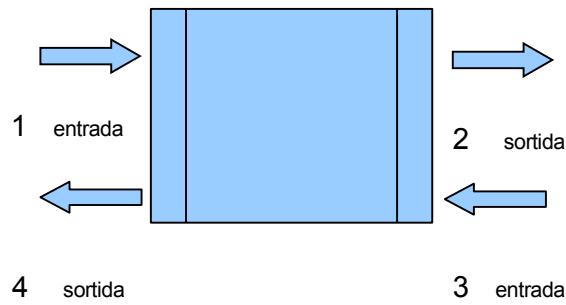


Fig. 5.3. Esquema d'un recuperador

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} = \frac{\dot{m} \cdot \Delta h}{\dot{m}_{\min} \cdot \Delta h'} = \frac{\dot{m}_{\text{vent}} \cdot (h_2 - h_1)}{\dot{m}_{\min} \cdot (h_3 - h_1)} \quad (5.1)$$

$\dot{m}_{\min}$: mínim entre $\dot{m}_{\text{vent}}$ i $\dot{m}_{\text{extracció}}$ (en el sistema d'estudi $\dot{m}_{\text{vent}} = \dot{m}_{\text{ext}}$)

Es distingeix entre eficiència sensible i latent.

$$\varepsilon_{\text{sens}} = \frac{q_s}{q_{s\max}} \quad (5.2)$$

$$\varepsilon_{\text{lat}} = \frac{q_l}{q_{l\max}} \quad (5.3)$$

5.4. Recuperació sensible

En refrigeració, sempre que en una situació (en el cas de no free-cooling) la temperatura exterior sigui superior a la temperatura del local, l'aire de ventilació, així com el d'extracció, passarà per recuperador.

A la sortida del recuperador, tenint en compte que $\dot{m}_{\text{vent}} = \dot{m}_{\text{extracció}}$ i que els dos fluxos són el mateix fluid, l'aire procedent de l'exterior estarà a una temperatura:

$$T_{\text{sortida}} = T_{\text{ext}} - \varepsilon_{\text{sens}} \cdot (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}}) \quad (5.4)$$

i a una humitat absoluta igual a la de l'exterior.

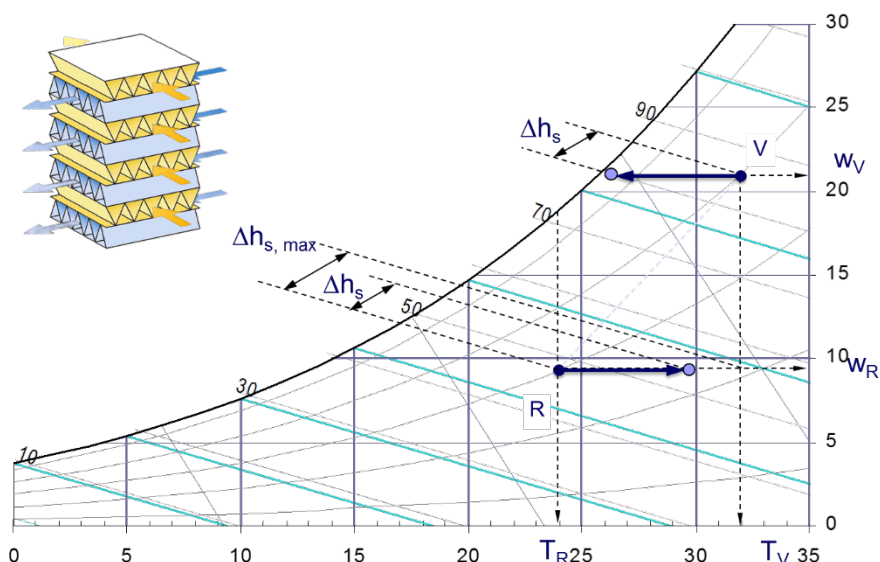


Fig. 5.4. Representació de la zona d'aplicació i efecte d'un recuperador sensible

5.5. Recuperació entàlpica

En el cas de recuperació entàlpica, no fer free-cooling significa fer passar l'aire de ventilació i d'extracció pel recuperador ja que el criteri d'un i altre és oposat i complementari. És a dir, es recuperarà entàlpicament sempre que $h_{ext} > h_{int}$. Aquest tipus de recuperadors varien tant la temperatura com l'humitat de l'aire tenint en compte que $m_{vent} = m_{extracció}$ i que els dos fluxos són el mateix fluid:

$$W_{sortida} = W_{ext} - \varepsilon_{lat} \cdot (W_{ext} - W_{int}) \quad (5.5)$$

$$T_{sortida} = T_{ext} - \varepsilon_{sens} \cdot (T_{ext} - T_{int}) \quad (5.6)$$

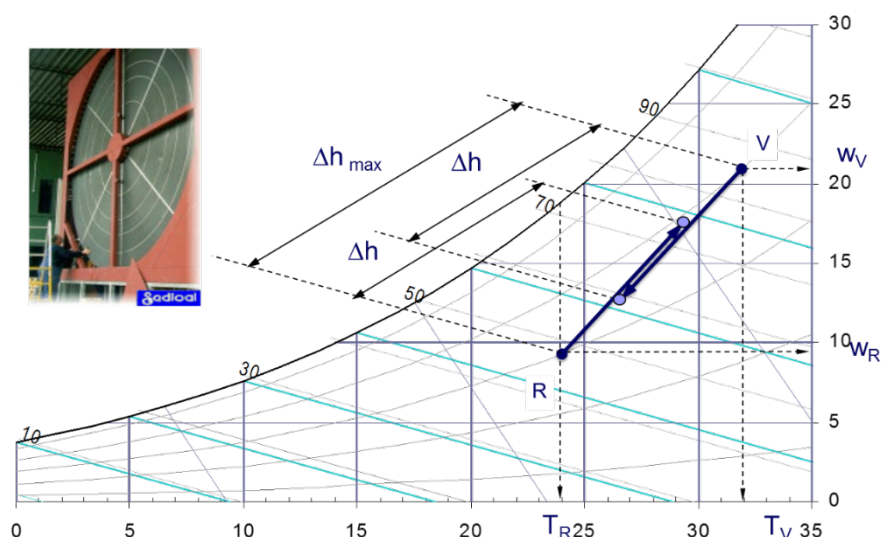


Fig. 5.5. Representació de l'efecte d'un recuperador entàlpic amb eficiència de recuperació sensible igual a la latent

5.6. Influència en la temperatura de superfície

En el cas de recuperació sensible es disminueix la càrrega de ventilació sensible i en general el FCS_t , en conseqüència també pot disminuir la temperatura de la superfície de la bateria, depenent del nou punt de mescla.

En el cas d'un recuperador entàlpic al variar tant la càrrega sensible com la latent de la ventilació aquest fet no és immediat sinó que depèn del cas d'estudi.

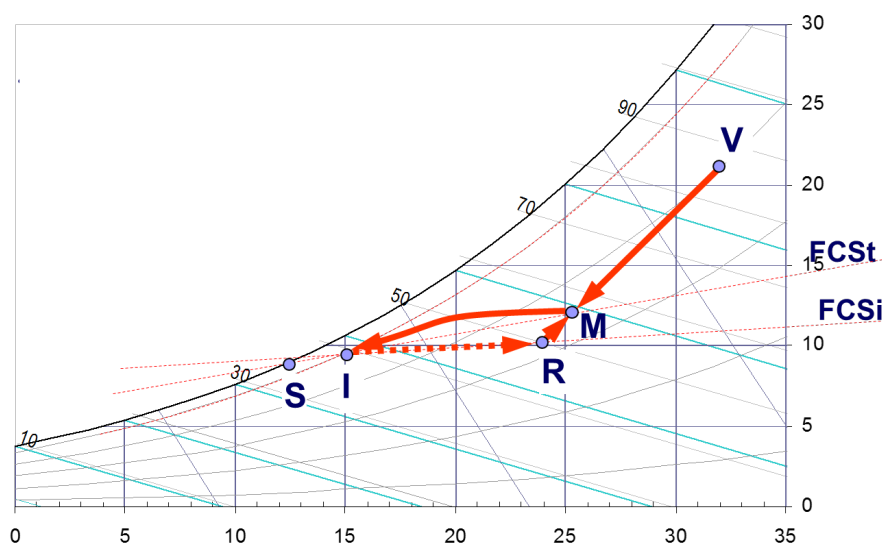


Fig. 5.6. Representació en el diagrama psicomètric de la influència de la recuperació de calor en la temperatura de superfície

6. Influència dels recuperadors sobre la instal·lació

Per descriure la influència del recuperador dins del sistema, començarem per comentar quin és el procés que descriu l'aire al ser tractat per un climatitzador amb la finalitat de poder aconseguir unes condicions de temperatura i humitat en la sala fixades.

Les condicions que ha de tenir l'aire d'impulsió queden fixades per les condicions interiors que es vulguin tenir i de la càrrega interna (depèn del FCSi), la temperatura de rosada de la bateria (o temperatura de superfície) vindrà condicionada pel FCSt. El FCSt varia en funció de les condicions de l'aire exterior, tal com es mostra en la Fig. 5.6.

És en aquest punt on el recuperador de calor interacciona amb la resta d'equips del sistema. En funció de la tipologia de recuperador que s'esculli, les condicions de l'aire de ventilació, passa el recuperador, variaran, i per tant també ho farà la temperatura de la superfície de la bateria. Al modificar-se la temperatura de la superfície de la bateria es veuran modificades les condicions de treball de la planta refredadora, variant la seva temperatura d'evaporació. Aquest canvi en les condicions de treball, i sobretot, la disminució de la temperatura d'evaporació comporten que el COP de l'equip frigorífic sigui menor. Així queda il·lustrat en la figura següent:

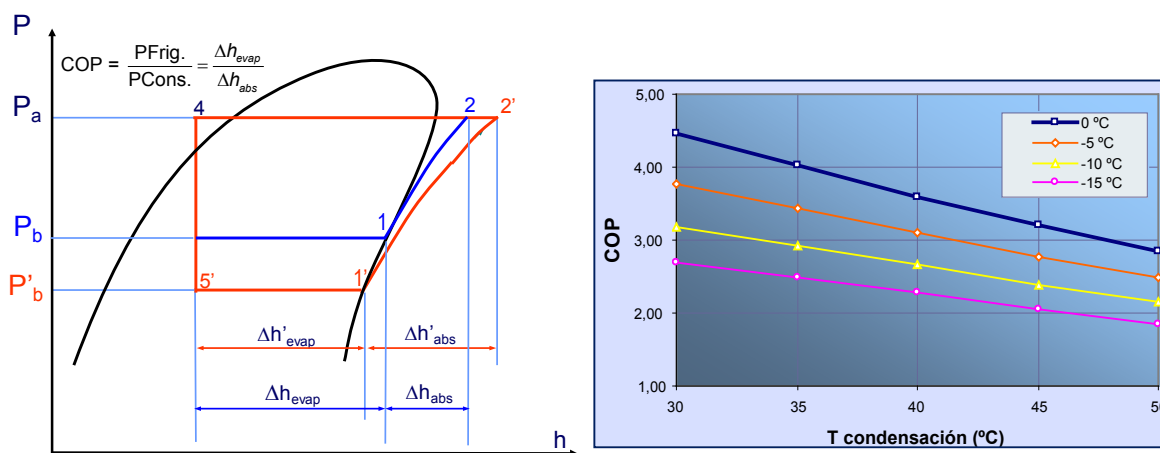


Fig. 6.1. Influència de la temperatura d'evaporació sobre les prestacions de l'equip frigorífic

Com ja s'ha indicat anteriorment, de recuperadors de calor aire-aire podem trobar els de tipus sensible (recuperen part de la calor en forma de temperatura) o bé els entàlpics (recuperen la calor tant en forma de temperatura com d'humitat). El comportament de cadascun d'ells és diferent en funció de les condicions termohigromètriques de l'aire exterior i interior, així com també dels cabals d'aire intercanviat, determinant la seva eficiència.

El gràfic següent mostra com varia el FCSt, i per tant la temperatura de la superfície de la bateria en funció de la tipologia de recuperador que utilitzem. Els punts V', M' i T' corresponen

al cas del recuperador de tipus sensible, mentre que els punts V'' , M'' i T'' corresponen a l'entàlpic.

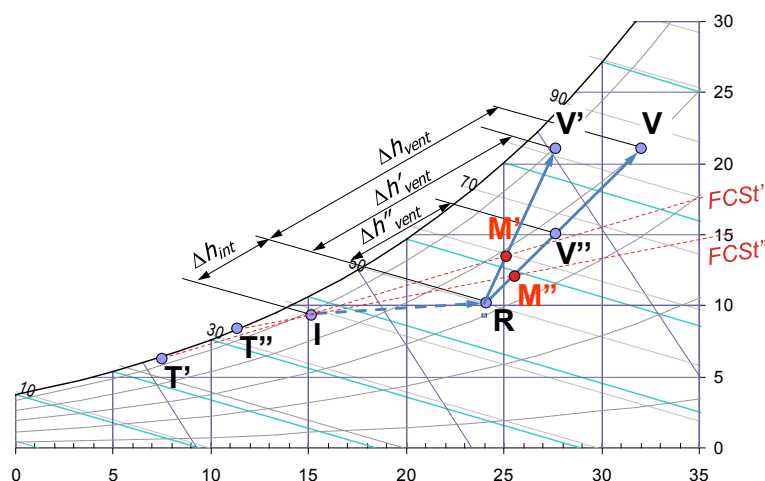


Fig. 6.2. Variació de la temperatura de superfície en funció de la tipologia de recuperador

En el cas dels recuperadors de calor de tipus sensible, al no haver una disminució de la humitat absoluta, el FCSt sempre serà menor que si no es disposa d'aquest recuperador, i per tant, la temperatura de la superfície de la bateria disminuirà, amb la conseqüent reducció del COP de l'equip frigorífic.

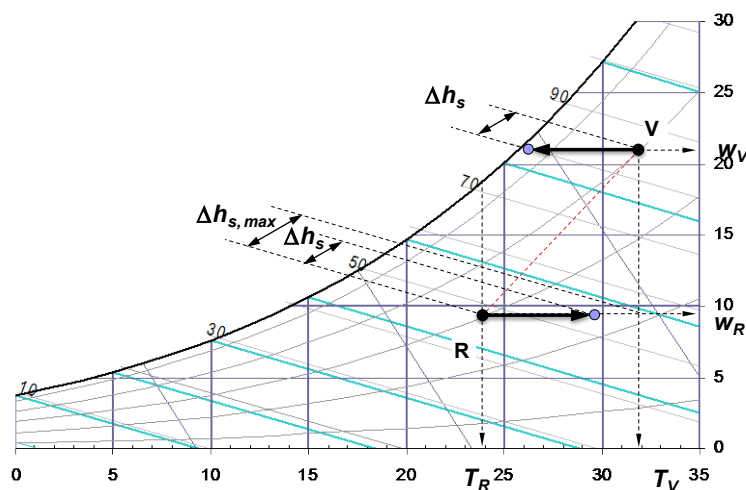


Fig. 6.3. Comportament d'un recuperador sensible

Curiosament, amb aquesta tipologia de recuperadors, ens podem arribar a trobar en la situació que no únicament permetin introduir l'aire exterior a una menor temperatura que la que hi hauria si no es disposés del recuperador, si no que, en funció de les condicions exteriors, podem arribar a condensar part de la humitat continguda en aquest aire, amb el que s'estaria recuperant tant calor sensible com latent.

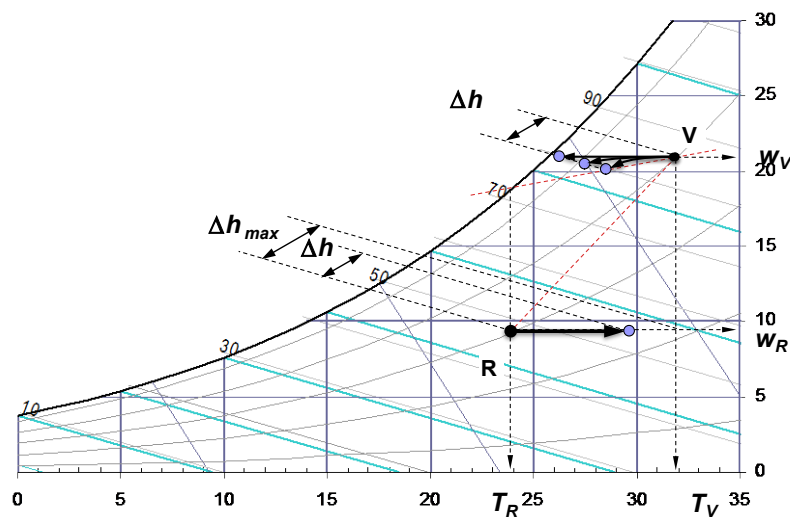


Fig. 6.4. Recuperació sensible amb condensació

Si passem a analitzar el comportament dels recuperadors de tipus entàlpic podem trobar-nos en diverses situacions:

1. Que de forma percentual es recuperi la mateixa quantitat de calor sensible que latent, i per tant el punt de mescla es trobarà sobre la línia d'unió entre el punt de les condicions interiors i les exteriors, obtenint un FCSt més favorable.

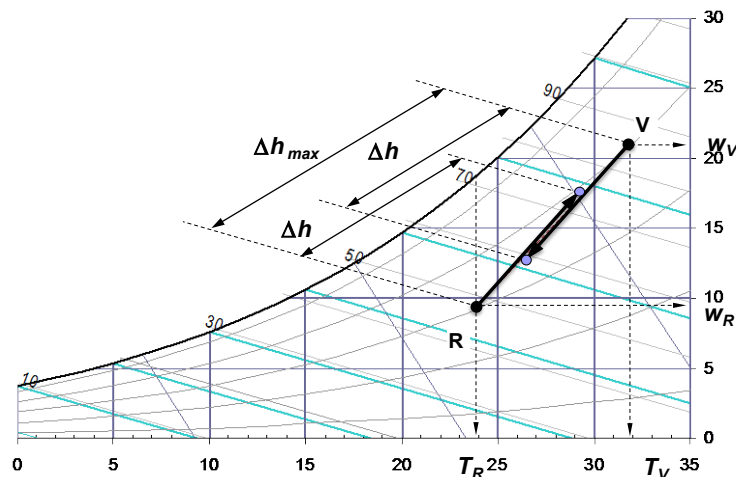


Fig. 6.5. Recuperació de quantitats percentuals iguals de calor sensible i latent

2. Que de forma percentual es recuperi major quantitat de calor sensible que de latent, i per tant, el punt de mescla es trobarà per sobre de la línia d'unió entre el punt de les condicions interiors i les exteriors, obtenint un FCSt no tan favorable com desitjàvem.

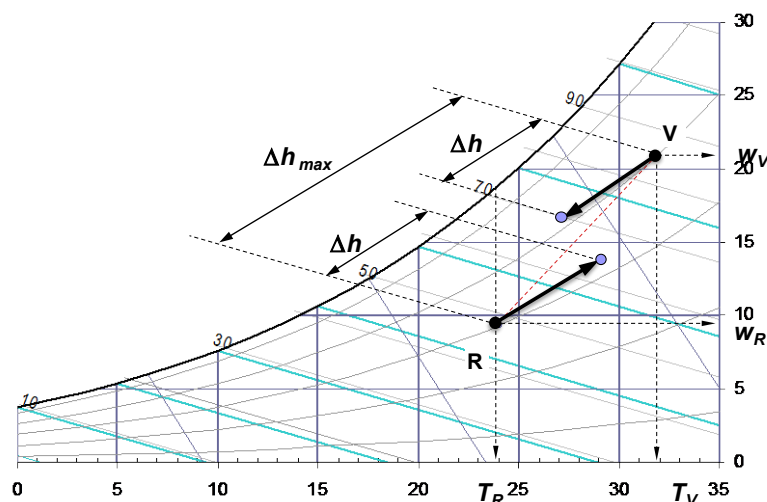


Fig. 6.6. Major recuperació de calor sensible que latent

3. Que de forma percentual es recuperi menor quantitat de calor sensible que de latent, i per tant, el punt de mescla es trobarà per sota de la línia d'unió entre el punt de les condicions interiors i les exteriors, obtenint un FCSt encara més favorable. Cal destacar que, a dia d'avui, és molt difícil trobar recuperadors que tinguin un comportament com el descrit.

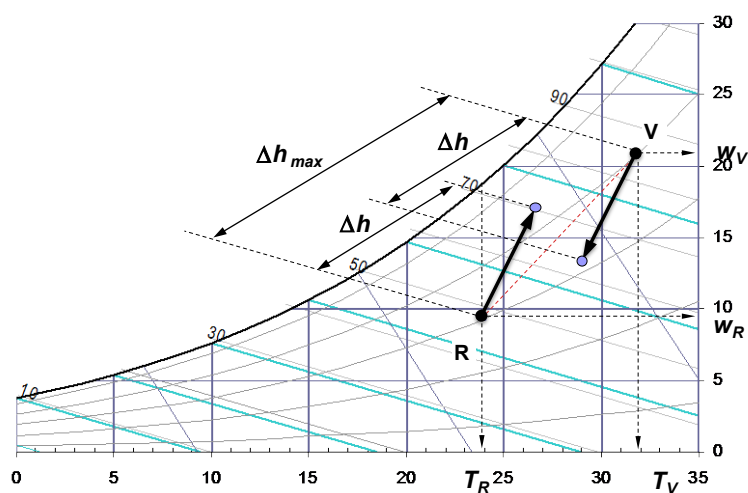


Fig. 6.7. Major recuperació de calor latent que sensible

Es pot deduir, que en la majoria de les condicions de treball que es tinguin, el FCSt que s'obté, després del punt de mescla, sempre serà superior amb l'ús de recuperadors de tipus entàpils respecte els sensibles.

6.1. Potència frigorífica necessària

6.1.1. Condicions exteriors de l'aire de ventilació

Com s'ha vist fins ara, la càrrega de ventilació representa un paràmetre important a l'hora de dissenyar la instal·lació de climatització, i sobretot, a l'hora de poder parlar d'estalvis energètics. Ara bé, la correcta selecció del sistema de recuperació en funció de les condicions exteriors de l'aire serà de vital importància.

Aquestes condicions exteriors faran que sigui més aconsellable un recuperador de tipus sensible o un d'entàlpic.

Si bé es disposen de mapes peninsular de distribucions de temperatures o de radiació, aquests no ofereixen la suficient informació que permetin escollir una tipologia o una altra de recuperador.

Serà de suma importància poder disposar d'uns mapes que no representin únicament la temperatura ambient, sinó que també puguin representar el contingut energètic de l'aire (combinació entre la temperatura i la humitat).

6.1.2. Determinació de la temperatura d'evaporació

Al tractar-se d'un sistema aire-aigua la temperatura de superfície de la bateria està estrictament lligada a la de l'aigua i per tant a la d'evaporació del fluid refrigerant.

Típicament, en aquest tipus de sistema, el salt de temperatura nominal de l'aigua és de 5 °C (entrada a 7 °C i retorn a 12 °C). Al ser el coeficient de convecció de l'aire molt baix (de l'ordre de 20 W/m²K) i la conducció del coure i la convecció de l'aigua elevada s'assimilarà la temperatura de superfície a la temperatura mitjana de l'aigua.

El salt tèrmic de l'evaporador, definit com la diferència entre la temperatura del refrigerant que s'està evaporant i la del fluid a refredar, varia segons el tipus d'evaporador i el fluid a refrigerar. A efectes pràctics si el fluid es líquid (aigua) aquest salt tèrmic serà de l'ordre de 5-7°C. **Ref [8].**

6.1.3. Efecte en la potència del compressor

Coneixent les corbes de funcionament del compressor i les del condensador s'obté la corba de funcionament de l'unitat condensadora i juntament amb la modelització de l'evaporador i de la vàlvula d'expansió s'obté el punt de funcionament o equilibri entre unitat condensadora-evaporador. Una vegada fixades la potència necessària i les temperatures d'evaporació i condensació s'obté el consum del compressor.

Com s'ha observat en instaurar un recuperador pot disminuir la temperatura de superfície, també disminuir la d'evaporació del fluid refrigerant, essent la de condensació pràcticament la mateixa que sense recuperador, ja que les condicions exteriors no han variat (es deprecia el descens en aquesta produït per la baixada de la T_{evap}), fet que fa augmentar el consum del compressor.

6.2. Consum addicional

6.2.1. Pèrdues de càrrega en el bescanviador

Tot bescanviador de calor té associades unes pèrdues de càrrega que depenen de molts factors. Aquestes pèrdues són proporcionals al quadrat del cabal que hi circula. A la figura següent es posa de manifest aquesta proporcionalitat per a un equip determinat, a títol d'exemple.

$$\Delta P = aQ^2 \quad (6.1)$$

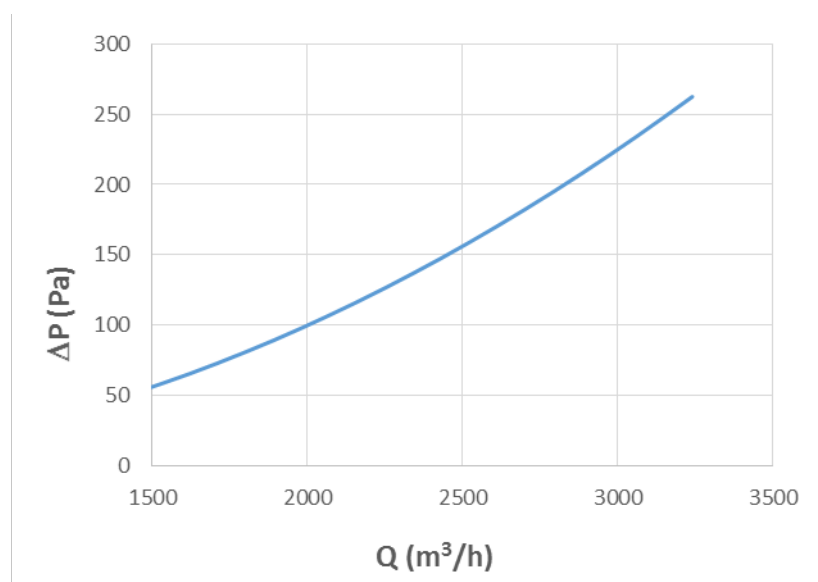


Fig. 6.8. Pèrdua de càrrega en un recuperador tipus

6.2.2. Filtres

S'han de col·locar filtres en ambdós corrents d'aire, ventilació i extracció, a fi de reduir la contaminació, així com netejar-los amb una certa freqüència. Els filtres de l'extracció són d'especial importància en segons quin tipus d'instal·lació (depenent dels agents contaminants que s'hi produeixin) i els de ventilació també per evitar l'entrada d'insectes o altres materials que es puguin trobar a l'exterior per així protegir el recuperador i tot l'equip de condicionament. Aquests filtres comporten una pèrdua de càrrega addicional que farà que els ventiladors

necessitin més potència per tal que el corrent d'aire pugui travessar-los. És una pèrdua singular que depèn del tipus de filtre i del cabal d'aire que circula (que serà el mateix que entri després al recuperador).

6.2.3. Consum ventiladors

Els ventiladors addicionals necessaris per a que pugui fluir l'aire a través del recuperador i filtre, han de vèncer doncs, aquestes pèrdues de càrrega.

Donat un cabal de ventilació (o d'extracció), que en el cas de passar pel recuperador de calor serà el mínim necessari (si no es així s'aprofitaria fent free-cooling) i un rendiment del ventilador (típicament 90%) el consum d'aquest serà:

$$W_{vent} = \frac{\Delta P Q}{\eta_{vent}} \quad (6.2)$$

on ΔP és la pèrdua de càrrega total.

6.2.4. Consum motor

En el cas de la utilització de recuperadors rotatius, cal afegir el consum del motor elèctric que fa moure la roda.

Aquesta roda funciona sempre que estigui el sistema de ventilació operatiu, exceptuant el moment en que es detecti que es pot operar en mode free-cooling, que, en aquesta situació, al no ser necessària la recuperació de calor, es necessari aturar la roda.

El consum d'aquest motor pot oscil·lar entre els 0,1 kW a 1 kW, segons el cabal d'aire que s'estigui vehiculant.

6.2.5. Consum refredament adiabàtic

Aquest equip, que no sempre operatiu, sinó que ho farà en base a les necessitats d'augmentar el nivell de recuperació, i per tant, augmentar l'estalvi energètic, en base a les condicions dels fluxos d'aire, incorpora dos tipus de consums, a part del propi consum d'aigua.

El primer dels consums serà per la introducció d'una pèrdua de càrrega en interposar un element enmig del corrent d'aire. Aquest consum serà permanent, estigui l'equip operatiu o no.

Un segon consum serà l'associat a la bomba que fa circular l'aire que permetrà humectar l'aire. Aquest consum únicament existirà en el moment que estigui operatiu l'equip.

7. Metodologia d'estudi

7.1. Descripció dels paràmetres de comparació

7.1.1. Emplaçaments

En primer lloc es farà una anàlisi exhaustiva de les dades climàtiques a l'estat espanyol. S'utilitzaran les dades facilitades pel Ministerio de Fomento (arxius '.met', del programari LIDER i CALENER), que comprenen 52 localitats de l'estat espanyol, i en elles hi trobem identificades la temperatura i humitat per les 8760 hores que conformen l'any tipus històric.

Aquest anàlisi ens ha de permetre identificar un mapa de zones climàtiques on poder recomanar la utilització d'una o altra tecnologia de recuperació de calor en el sistema de ventilació.

A tall d'exemple, el mapa següent mostra el potencial d'estalvi, sensible més entàlpics, per la temporada d'estiu, al llarg de la península ibèrica.

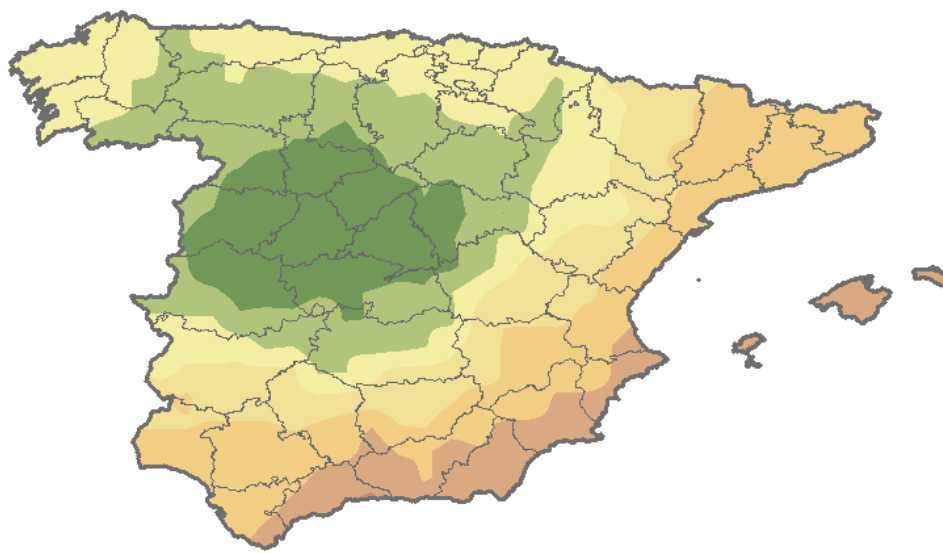


Fig. 7.1. Mapa de potencial d'estalvi a l'estiu

A la vista del mapa es pot veure de forma ràpida les zones on hi ha major potencial d'estalvi en instal·lar un recuperador de tipus entàlpic, enlloc d'un de sensible.

7.1.2. Descripció edificis i usos

Per poder fer les comparatives, en una primera aproximació, s'estudiaran dues tipologies d'edificis amb usos també diferents.

Els usos de les edificacions seleccionades seran:

- Un local d'oficines, amb una ocupació de 50 persones en activitat lleugera, el que suposa un cabal mínim de ventilació de 2250 m³/h (aplicant la normativa actual, IDA 2).
- Un edifici lúdic i comercial, amb una ocupació de 210 individus asseguts, el que suposa un cabal de ventilació mínim de 6050 m³/h, (aplicant la normativa actual, IDA 3).

Aquests primers estudis es faran en base a dues zones climàtiques ben diferenciades, una costanera (amb un alt grau d'humitat) i una altra interior (amb una humitat més moderada).

S'han escollit aquestes dues situacions diferents, ja que en una d'elles, unes oficines, la càrrega de ventilació no representa una càrrega significativa respecte el total de càrregues a combatre; i la segona (uns cinemes) on la càrrega de ventilació representa una part important de les càrregues a combatre.

7.1.3. Recuperador sensible escollit

Per aquesta primera aproximació s'ha escollit un recuperador de plaques de flux creuat que realitza el bescanvi de calor a través de les parets de les plaques, construïdes en una sola peça.

Està format per un marc d'acer galvanitzat, que és el que dóna rigidesa a l'aparell i una matriu de plaques d'alumini formada per plaques alternatives d'alumini corrugat i alumini pla d'un gruix aproximat de 0,2 mm. La transferència de calor es realitza a través de la paret de separació entre l'aire d'extracció i l'exterior, que estan totalment separats i formen 90° (flux creuat).

En el diagrama psicomètric, com tots els recuperadors de calor sensible, treballa en les dues rectes d'humitat absoluta que passen pels punts exterior i interior (local). Es pot arribar a la corba de saturació, cas en el que hi haurà condensació. Si això passa, en el cas d'estiu, l'aire exterior serà lleugerament deshumectat.

Destacar que l'eficiència tèrmica mitjana d'aquests tipus de recuperadors és del 50%.

Més endavant caldrà modelitzar el comportament dels recuperadors, estudiant la influència dels cabals i condicions dels aires sobre la seva eficiència i pèrdua de càrrega, entre altres factors que comporten una alteració en el funcionament de la instal·lació.

7.1.4. Recuperadors entàlpics escollit

El recuperador entàlpic seleccionat és de tipus rotatiu de sorció amb rotor higroscòpic. En el diagrama psicomètric treballa sobre la recta que uneix els punts exterior i interior. El vapor d'aigua queda retingut per capil·laritat en la massa acumuladora d'alumini que ha estat recoberta per una capa de zeolites, fet que proporciona una gran porositat i una adsorció molt selectiva del vapor d'aigua.

Físicament és idèntic a un recuperador rotatiu entàlpic, a excepció del tractament superficial del rotor. Treballa a contracorrent. El rotor (massa acumuladora) gira i transfereix temperatura juntament amb el vapor d'aigua retingut d'un corrent a l'altre.

El rendiment tèrmic és aproximadament del 70% i igual al rendiment higroscòpic.

7.1.5. Pèrdues de càrrega recuperadors i filtres

Per a determinar les pèrdues de càrrega en els casos d'estudi s'ha comptat amb les dades tècniques dels recuperadors.

En una primera aproximació s'ha arribat a un valor que no depèn del tipus de recuperador sinó només del cabal d'aire:

- En el dimensionament per 2250 m³/h d'aire exterior de ventilació (igualment d'aire d'extracció) s'ha agafat la constant $2,448 \cdot 10^{-5}$ resultant unes pèrdues de càrrega per aquest cabal de 124 Pa.
- En el dimensionament per 6050 m³/h d'aire exterior de ventilació (igualment d'aire d'extracció) s'ha agafat la constant $4,6444 \cdot 10^{-6}$ resultant unes pèrdues de càrrega per aquest cabal de 170 Pa.

Aquesta constant es refereix a pèrdues de càrrega per recuperador i filtre, definint les pèrdues de càrrega totals com:

$$\Delta P = a Q^2 \quad (7.1)$$

on ΔP és dona en Pa i Q en m³/h.

7.1.6. Equip frigorífic

També caldrà caracteritzar el comportament dels equips frigorífics, ja que amb la inclusió d'un equip de recuperació s'altera el seu punt de treball i per tant, consum i potència frigorífica es veuen modificats.

En aquesta primera aproximació s'ha simulat un cicle simple, utilitzant R-410A com a refrigerant i uns paràmetres funcionals que seran:

- Temperatures d'evaporació i de condensació funció de la temperatura de superfície de la bateria – 5 K i la temperatura del aire exterior + 10 K
- Subrefredament de 3 K i rescalfament de 5 K
- No s'han considerat pèrdues de càrrega en cap de les línies frigorífiques de la instal·lació.

Per a la simulació s'ha utilitzat el programa d'obtenció de propietats de refrigerants desenvolupant pel National Institute of Standards and Technology (NIST, <http://www.nist.gov/srd/nist23.cfm>), anomenat <http://www.nist.gov/srd/nist23.cfm>, en la seva versió 8.

7.2. Procés de càlcul

Una vegada es tinguin modelitzats els elements anteriorment descrits es realitzaran les simulacions necessàries per conèixer el grau d'estalvi que es pot tenir combinant diferents climatologies, tipologies de recuperadors i ambients a ventilar.

S'utilitzaran programes de tractament de dades i de simulació numèrica per l'anàlisi de les dades i la caracterització dels equips i sistemes que intervenen en tot el procés de ventilació i recuperació de calor.

8. Exemple numèric

A tall d'exemple, uns primers càlculs ens permeten comprovar la importància de la recuperació de calor, i la influència que té l'ambient exterior, així com, les condicions del local a climatitzar, en la quantitat real de calor recuperada.

Amb la finalitat de poder il·lustrar tot el que s'ha exposat anteriorment i poder extreure unes millors conclusions, se han analitzat un parell de casos, amb les seves variants respectives.

Els casos analitzats ens permeten comprovar la influència directa dels recuperadors de calor sobre el sistema de producció de fred i també ens permet comprovar la idoneïtat d'escollir un recuperador de tipus sensible o entàlpic en funció d'una sèrie de condicions.

S'han escollit dues situacions diferents, la primera (unes oficines) en les que la càrrega de ventilació no representa una càrrega significativa respecte el total de càrregues a combatre; i la segona (uns cinemes) on la càrrega de ventilació representa una part important de les càrregues a combatre.

A demés, aquestes 2 situacions s'han simulat en dues localitats diferents, una d'elles on l'ambient és humit (elevada humitat relativa), Barcelona i una altra més seca (baixa humitat relativa), Segòvia.

Com a primera aproximació d'aquest exemple, s'han fixat una sèrie de paràmetres, el càlcul precís és el que desenvoluparà al llarg de la tesi:

	Oficines		Cinemes	
	Barcelona	Segòvia	Barcelona	Segòvia
Temperatura exterior (°C):	31	33	31	33
Humitat relativa exterior (%):	68	35	68	35
Temperatura interior (°C):	24		23	
Humitat relativa interior (%):	50		55	
Càrregues sensibles interiors (kW):	36,9	36,4	22,3	22,1
Càrregues latents interiors (kW):	3,8	3,8	8,4	8,4
Cabal de ventilació (m³/h):	2250		6050	

Fig. 8.1. Condicions dels exemples de càlcul

En tots els casos s'han suposat recuperadors de calor amb una eficiència del 50%, que en el cas dels entàlpics correspondria a un 50% de recuperació sensible i un 50% de recuperació latent.

Per determinar la temperatura de l'aire d'impulsió s'ha suposat, en totes les situacions, que la bateria de la unitat de tractament d'aire el deshumecta fins al punt de que la seva humitat relativa a la sortida serà del 90%.

En quant a la simulació del cicle frigorífic s'ha utilitzat el programa RefProp, que permet l'obtenció de les propietats termodinàmiques d'un refrigerant donades unes certes condicions. S'ha considerat un cicle frigorífic simple, essent les temperatures d'evaporació i de condensació funció de la temperatura de superfície de la bateria – 5 K i la temperatura del aire exterior + 10 K.

Amb aquestes consideracions els resultats obtinguts són els que es mostren a continuació:

1-. Oficines a Barcelona:

Condicions Interiors obtingudes:	Sense recuperador			Recuperador sensible ($\varepsilon=50\%$)			Recuperador entàlpico($\varepsilon=50\%/50\%$)		
	24	50%		24	50%		24	50%	
	Interiors	Ventilació	Totals	Interiors	Ventilació	Totals	Interiors	Ventilació	Totals
Càrrega Sensible (kW):	36,9	5,0	41,9	36,9	2,5	39,4	36,9	2,5	39,4
Càrrega Latent (kW):	3,8	18,1	21,8	3,8	18,2	22,0	3,8	10,2	13,9
Càrrega S + L (kW):	40,6	23,1	63,7	40,6	20,8	61,4	40,6	12,7	53,4
Temperatura impulsó ($^{\circ}\text{C}$):	13,9			13,9			13,9		
Temperatura superfície ($^{\circ}\text{C}$):	11,3			11,2			11,7		
FCSi:	0,9066			0,9066			0,9066		
FCSt:	0,6568			0,6414			0,7382		
Temperatura evaporació ($^{\circ}\text{C}$):	6,30			6,10			6,70		
COP:	4,12			4,09			4,18		

Fig. 8.2. resultats exemple oficines amb clima humit (Barcelona)

En aquest cas es pot apreciar com la incorporació d'un recuperador de tipus entàlpic té efectes molt positius en la instal·lació al permetre reduir la càrrega a combatre (la càrrega de ventilació s'ha reduït de 23,1 kW a 12,7 kW, un 45%), així com augmentat el COP de l'equip frigorífic. Tot al contrari del que succeeix a l'incorporar el recuperador de tipus sensible, amb el que no s'aconsegueix reduir, de forma significativa, la càrrega total i en canvi empitjora el COP.

2-. Oficines a Segòvia:

Condicions Interiors obtingudes:	Sense recuperador			Recuperador sensible ($\varepsilon=50\%$)			Recuperador entàlpico($\varepsilon=50\%/50\%$)		
	24	50%		24	50%		24	50%	
	Interiors	Ventilació	Totals	Interiors	Ventilació	Totals	Interiors	Ventilació	Totals
Càrrega Sensible (kW):	36,4	5,8	42,2	36,4	2,9	39,3	36,4	2,9	39,3
Càrrega Latent (kW):	3,8	3,1	6,9	3,8	3,2	6,9	3,8	1,6	5,3
Càrrega S + L (kW):	40,2	8,9	49,1	40,2	6,1	46,2	40,2	4,5	44,7
Temperatura impulsó ($^{\circ}\text{C}$):	13,9			13,9			13,9		
Temperatura superfície ($^{\circ}\text{C}$):	12,2			12,1			12,2		
FCSi:	0,9055			0,9055			0,9055		
FCSt:	0,8606			0,8496			0,8798		
Temperatura evaporació ($^{\circ}\text{C}$):	7,20			7,10			7,20		
COP:	3,95			3,94			3,95		

Fig. 8.3. resultats exemple oficines amb clima sec (Segòvia)

En canvi, per a la localitat de Segòvia, a on la càrrega latent de ventilació no és significativa, no sembla que hi hagi molta diferència entre utilitzar una tipologia de recuperador o una altra, en quant a la seva influència sobre el COP. No així si considerem la reducció de càrrega que

s'obté en utilitzar el de tipus entàlpic, fet que faria poder treballar amb unitats de producció de menor potència.

3-. Cinemes a Barcelona:

Condicions Interiors obtingudes:	Sense recuperador			Recuperador sensible ($\epsilon=50\%$)			Recuperador entàlpic($\epsilon=50\%/50\%$)		
	23 °C	67%		23 °C	73%		23 °C	58%	
	Interiors	Ventilació	Totals	Interiors	Ventilació	Totals	Interiors	Ventilació	Totals
Càrrega Sensible (kW):	22,3	14,4	36,7	22,3	7,8	30,1	22,3	7,8	30,1
Càrrega Latent (kW):	8,4	36,8	45,2	8,4	31,6	40,0	8,4	21,6	30,0
Càrrega S + L (kW):	30,7	51,2	81,9	30,7	39,4	70,1	30,7	29,4	60,2
Temperatura impulsó (°C):	16,9			18,8			13,7		
Temperatura superfície (°C):	8,2			10,0			5,3		
FCSi:	0,7264			0,7264			0,7264		
FCSt:	0,4548			0,4294			0,5007		
Temperatura evaporació (°C):	3,20			5,00			0,30		
COP:	3,69			3,93			3,35		

Fig. 8.4. resultats exemple cinemes amb clima humit (Barcelona)

Pel cas dels cinemes a Barcelona ens trobem davant la situació de que, degut a l'elevada càrrega de ventilació que es té, no s'aconsegueixen obtenir las condicions interiors desitjades. Cal tenir en compte que s'ha considerat que la unitat de tractament d'aire sempre serà capaç d'aconseguir dur l'aire a la temperatura desitjada, al ser aquest el paràmetre controlat pel termòstat.

En aquestes circumstàncies, s'aprecia la necessitat d'utilitzar un recuperador de tipus entàlpic per poder aconseguir tenir les condicions interiors els més semblants a les desitjades i també poder reduir, de forma notable, la càrrega de ventilació (de 51,2 kW a 29,4 kW, un 42,5%). En aquest cas, la disminució del COP que se té és notable, però el fet d'haver de combatre tan elevada càrrega latent, suposa haver de treballar amb temperatures de superfície de bateria molt baixes.

4-. Cinemes a Segòvia:

Condicions Interiors obtingudes:	Sense recuperador			Recuperador sensible ($\epsilon=50\%$)			Recuperador entàlpic($\epsilon=50\%/50\%$)		
	23 °C	55%		23 °C	55%		23 °C	55%	
	Interiors	Ventilació	Totals	Interiors	Ventilació	Totals	Interiors	Ventilació	Totals
Càrrega Sensible (kW):	22,1	16,8	39,0	22,1	8,8	30,9	22,1	8,8	30,9
Càrrega Latent (kW):	8,4	7,0	15,4	8,4	6,8	15,2	8,4	0,9	9,3
Càrrega S + L (kW):	30,5	23,9	54,4	30,5	15,6	46,1	30,5	9,7	40,2
Temperatura impulsó (°C):	12,8			12,8			12,8		
Temperatura superfície (°C):	10,7			10,4			10,8		
FCSi:	0,7246			0,7246			0,7246		
FCSt:	0,7228			0,6701			0,7693		
Temperatura evaporació (°C):	5,70			5,40			5,80		
COP:	3,75			3,71			3,76		

Fig. 8.5. resultats exemple cinemes amb clima sec (Segòvia)

Finalment, pel cas dels cinemes ubicats a Segòvia ens tornem a trobar que, si bé aquí sempre serem capaços d'obtenir les condicions interiors desitjades, l'ús d'un recuperador de tipus

entàlpic aconsegueix reduccions notables en la càrrega de ventilació (de 23,9 kW a los 9,7 kW, quasi un 60%) i addicionalment s'aconsegueix un augment en el COP de l'equip frigorífic.

Aquest estalvi energètic també es tradueix en una reducció de les emissions de CO₂, avaluades de la següent forma:

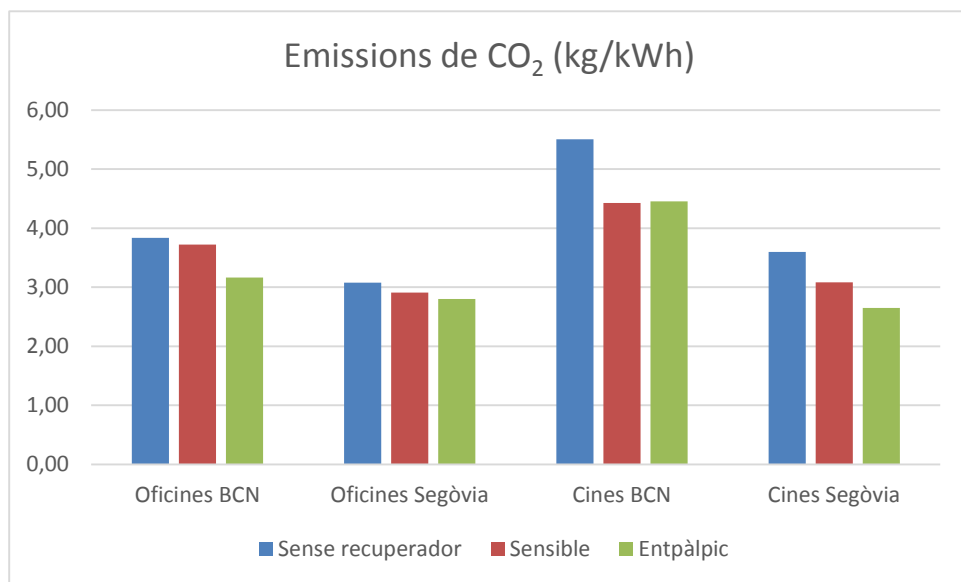


Fig. 8.6. Comparativa resultats dels exemples

Cal comentar, que pel cas dels cinemes a Barcelona, en incorporar un recuperador de tipus entàlpic, les emissions de CO₂. Aquest augment és degut a que l'objectiu és apropar-se a les condicions de disseny, i per tant, la planta refredadora ha de canviar, de forma notable, el seu punt de funcionament, empitjorant el COP

NOTA: El MIX considerat està extret d'un informe publicat el febrer del 2014 per l'Oficina Catalana del Canvi Climàtic. En aquest informe s'indica que el MIX elèctric peninsular, pel 2013, és de **248 gr CO₂/kWh**.

9. Conclusions

S'ha vist que realment l'aprofitament de l'energia de l'aire de retorn no es tradueix en la mateixa mesura en un estalvi en el consum dels equips.

La recuperació sensible, en climes humits, acaba resultant una forma d'estalvi precària degut a que gran part de la càrrega de ventilació es deu a càrrega latent i a la moderada variació que provoca en el consum del compressor tot i reduir la potència requerida per l'equip (degut a variacions en la temperatura d'evaporació). Contràriament, en climes secs acaba essent més favorable que la recuperació entàlpica i significa un estalvi per unitat d'energia recuperada major en el consum de la màquina frigorífica.

Ha quedat demostrada la influència, depenent del clima o l'ús de l'edifici, de la recuperació sensible i entàlpica de calor de l'aire d'extracció, una forma d'estalviar energia obligatòria actualment en instal·lacions a partir d'un cert cabal de ventilació. La normativa actual, però, no contempla el tipus de recuperació, sinó només unes eficiències mínimes que en molts casos poden acabar significat un percentatge d'estalvi pràcticament nul.

10. Temps elaboració

Per a l'elaboració d'aquesta tesi es preveu un període de 2 anys repartits de la següent forma:

TASQUES	MESOS																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Estat de l'art																								
Estudi dades climàtiques																								
Caracterització dels RdC																								
Caracterització dels equips frigorífics																								
Simulacions dels sistemes																								
Resultats i conclusions																								

11. Referències

- [1] P.O Fanger, thermal confort Mc Graw Hill, New York 1972
- [2] RITE, Reglamento de instalaciones térmicas en los edificios, Ministerio de Industria
- [3] ASHRAE 2012, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, *chapter 26, Air to air energy recovery*
- [4] ARI, Air conditioning & refrigeration institut, Standard for performance rating for air to air heat exchangers for energy recovery ventilation equipment, Virginia: 2005
- [5] IDAE, Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, *Guía técnica de ahorro y recuperación de energía en instalaciones de climatización*. Madrid, 2010
- [6] Hoval Rotary Heat Exchanger for Heat Recovery in Ventilation Systems, Hoval S.L
- [7] Datos técnicos recuperadores aire-aire. Salvador Escoda S.A. MUNDOCLIMA
- [8] Manual de refrigeración, Juan Manuel Franco Lijo, editorial Reverte.
- [9] Renato M. Lazzarin and Andrea Gasparellat, *Technical and economical analysis of heat recovery in building ventilation Systems*. Itàlia, 1997
- [10] C.-A. Rouleta, F.D. Heidtb, F. Foradinic and M.-C. Pibiri, *Real heat recovery with air handling units*. Energy and Buildings 33 (2001). Pàg. 495 – 502