



UNIVERSITAT
JAUME I

UNIVERSITAT JAUME I

ESCOLA SUPERIOR DE TECNOLOGIA I CIÈNCIES EXPERIMENTALS
GRAU EN ENGINYERIA EN TECNOLOGIES INDUSTRIALS

Disseny i instal·lació d'un cicle de subrefredament mecànic per a la millora de l'eficiència energètica d'un cicle de CO₂ transcrític

TREBALL FINAL DE GRAU

AUTOR/A

Laura Nebot Andrés

DIRECTOR/A

Rodrigo Llopis Doménech

Castelló, gener de 2016

Els resultats d'aquest treball han sigut acceptats per ser presentats al Congrés Internacional 12th IIR-Gustav Lorentzen [1] sobre refrigerants naturals en Edimburg, en Agost de 2016, amb la ponència "Experimental evaluation of a dedicated mechanical subcooling system in a CO₂ transcritical refrigeration cycle", per L. Nebot-Andrés, R. Llopis, D. Sánchez i R. Cabello.

“Defiende tu derecho a pensar,
porque incluso pensar de forma errónea
es mejor que no pensar.”

(Hipatia de Alejandria)

Agraïments

Primerament agrair a Rodrigo la confiança que ha depositat en mi des del primer moment, l'ajuda i dedicacions rebudes i les hores passades al laboratori, on he après més del que pogués imaginar. Agrair també a la resta de l'equip del GIT l'oportunitat de realitzar aquest projecte amb ells i per haver-me acollit tant bé, m'he sentit com a casa.

Gràcies a la meva família, parella i amics per haver-me recolzat, inclús quan estic desapareguda o amb poc d'humor. Gràcies sobretot als meus pares per haver-me animat sempre a estudiar i a arribar més lluny, per mostrar-me la importància del "pensar" i per haver-me proporcionat sempre els medis per assolir aquestes metes.

Voldria dedicar aquest treball a totes aquelles persones que avancen amb mi dia a dia, però en especial a la meva germana Beatriz per ser l'estel que més brilla al meu cel i als meu avis, l'un per sentir-se orgullós de que la seva neta hagi après a soldar i l'altre per no poder estar aquí per veure-ho.

Resum

Els cicles de refrigeració de CO₂ transcrític no resulten completament eficients a altes temperatures. Estudis teòrics han demostrat que un cicle de subrefredament mecànic combinat al cicle transcrític pot augmentar el rendiment i la capacitat frigorífica.

En aquest treball s'analitzen de manera experimental les millores energètiques per a un cicle de CO₂ transcrític causades per un sistema de subrefredament mecànic. Aquestes millores són estudiades d'una manera teòrica, simulant el comportament del cicle, per després dimensionar i dissenyar la instal·lació que permeti realitzar els assajos adients.

A més de l'estudi teòric, les possibles millores són analitzades per a un nivell d'evaporació de 0°C i una temperatura ambient de 30°C utilitzant R1234yf com refrigerant en el cicle de subrefredament. Els assajos experimentals mostren un increment del COP d'un 22,8% i de la capacitat frigorífica d'un 34,9%. Els resultats presenten també una reducció de la pressió òptima de treball, coincidint amb les simulacions teòriques prèvies. Finalment, l'estudi de viabilitat mostra l'interès d'aquesta aplicació per a temperatures ambient elevades, majors a 25 °C.

Abstract

Transcritical CO₂ refrigeration cycles are not efficient at high temperatures. Theoretical studies have shown that a mechanical subcooling cycle combined with the transcritical cycle can improve performance and refrigeration capacity.

In this paper we analyze experimentally the energy improvements to the CO₂ transcritical cycle caused by a mechanical subcooling system. These improvements are studied from a theoretical way, simulating the behavior of the cycle, for then sizing and design the cycle to realize the experimental evaluation.

Besides the theoretical study, the improvements have been evaluated for one level of evaporation (0°C) for environment temperature of 30°C using R1234yf as refrigerant in the subcooling cycle. The results indicate an increase of COP of 22.8% and 34.9% of cooling capacity. It can also be observed a reduction in the optimal working pressure. Finally, the feasibility study confirms the interest of this application at high ambient temperatures, over 25 ° C.

Resumen

Los ciclos de refrigeración de CO₂ transcrítico no resultan completamente eficientes a altas temperaturas. Estudios teóricos han demostrado que un ciclo de subenfriamiento mecánico combinado al ciclo transcrítico puede aumentar el rendimiento y la capacidad frigorífica de este.

En este trabajo se analizan de manera experimental las mejoras energéticas para un ciclo de CO₂ transcrítico causadas por un sistema de subenfriamiento mecánico. Estas mejoras son estudiadas de una manera teórica, simulando el comportamiento del ciclo, para luego dimensionar y diseñar la instalación que permita realizar los ensayos adecuados.

Además del estudio teórico, las posibles mejoras son analizadas para un nivel de evaporación de 0°C y una temperatura ambiente de 30°C utilizando R1234yf como refrigerante en el ciclo de subenfriamiento. Los ensayos experimentales muestran un incremento del COP de un 22,8% y de la capacidad frigorífica de un 34,9%. Los resultados presentan también una reducción de la presión óptima de trabajo, coincidiendo con las simulaciones teóricas previas. Finalmente, el estudio de viabilidad muestra el interés de esta aplicación para temperaturas ambiente elevadas, mayores a 25 °C.

MEMÒRIA	1
ANNEXES	79
PRESSUPOST	119
PLÀNOLS	125



MEMÒRIA



MEMÒRIA	1
NOMENCLATURA	5
1. OBJECTIU I ANTECEDENTS	7
2. INTRODUCCIÓ	9
3. CO₂ COM A REFRIGERANT.	13
3.1. PROPIETATS DEL CO ₂	13
3.2. EL CO ₂ EN REFRIGERACIÓ	14
3.3. EL CO ₂ TRANSCRÍTIC	16
4. DIMENSIONAMENT DE LA INSTAL·LACIÓ	21
4.1. DESCRIPCIÓ DEL SISTEMA DE CO ₂ TRANSCRÍTIC	21
4.2. ANÀLISIS DEL COMPORTAMENT DEL CICLE	22
4.3. SELECCIÓ DEL FLUID FRIGORIGEN PER AL CICLE DE SUBREFREDAMENT MECÀNIC	25
4.4. SELECCIÓ DELS COMPONENTS DEL CICLE DEL MECHANICAL SUBCOOLING	28
5. DESCRIPCIÓ DEL MODEL	35
5.1. CICLE SENSE MS	40
5.2. CICLE AMB MS	40
6. ANÀLISIS TEÒRIC DE LA INSTAL·LACIÓ	43
6.1. CONDICIONS D'OPERACIÓ	43
6.2. MILLORES INTRODUÏDES PER EL MECHANICAL SUBCOOLING	45
6.3. OPERACIÓ DE LA INSTAL·LACIÓ	47
6.4. CONCLUSIONS DE L'ESTUDI TEÒRIC	48
7. ANÀLISIS EXPERIMENTAL	49
7.1. DESCRIPCIÓ DE LA INSTAL·LACIÓ	49
7.2. SISTEMA DE MESURA I ADQUISICIÓ DE DADES	52
8. ASSAJOS I ANÀLISIS DELS RESULTATS EXPERIMENTALS	57
8.1. METODOLOGIA D'ASSAIG	57
8.2. VALIDACIÓ DE MESURES	57
8.3. RESULTATS EXPERIMENTALS	62
8.4. CONCLUSIÓ DE LA ANÀLISI EXPERIMENTAL	66
9. VIABILITAT DEL SISTEMA	67
9.1. REFRIGERACIÓ COMERCIAL	67
9.2. REFRIGERACIÓ INDUSTRIAL	72
10. CONCLUSIONS	75
11. REFERÈNCIES	77

Nomenclatura

A	Àrea	m ²
COP	Coefficient of performance	
E	Energia	kW·h
h	Entalpia	kJ/kg
\dot{m}	Cabdal màssic	kg/s
N	Velocitat de rotació	rpm
P	Pressió	bar
P _c	Potència consumida	kW
\dot{Q}	Capacitat frigorífica	kW
SUB	Grau de subrefredament	°C
T	Temperatura	°C
U	Coefficient global de transmissió de calor	W/m ² K
w _c	Treball isentròpic de compressió	kJ/kg

Símbols grecs

η_v	Rendiment volumètric	
η_G	Rendiment global	
τ	Tassa de compressió	
v	Volum específic	m ³ /kg
Δ	Increment	

Subíndexs

amb	Referent a l'ambient
asp	Aspiració del compressor
CO ₂	Referent al CO ₂
dis	Descàrrega del compressor
gc	Referent al gas-cooler
gli	Referent al glicol
i	Entrada
k	Condensador

MS	Referent al mechanical subcooling
o	Sortida
O	Evaporador
sg	Sortida de gas-cooler
SUB	Sortida de subcooler
w	Referent a l'aigua
yf	Referent al R1234yf

1. Objectiu i antecedents

El grup d'investigació en enginyeria tèrmica (GIT), dins del que s'emmarca la realització d'aquest projecte) porta des de l'any 2005 treballant en sistemes de compressió de vapor basats en la utilització de fluids naturals com és el diòxid de carboni (CO₂). Aquesta filosofia permet minimitzar al màxim l'impacte mediambiental directe generat pels refrigerants artificials, encara que suposa un camp poc evolucionat pel que fa a la resta de refrigerants.

Arran de les condicions imposades pels de Protocols de Montreal i Kyoto, i per les noves reglamentacions europees, el CO₂ esdevé un fluid molt més estudiat i utilitzat. El GIT ha realitzat moltes investigacions amb aquest fluid i també en el seu cicle transcric [2], [3]. En referència al diòxid de carboni en condicions supercrítiques i a la seva manca d'eficiència per a temperatures ambient elevades, sorgeixen algunes investigacions sobre les possibles millores. Les opcions plantejades han sigut la utilització d'un bescanviador intermedi [4] que augmenta la capacitat frigorífica del cicle, o l'ús de expansors [5] o ejectors [6] per reduir les irreversibilitats causades durant el període d'expansió i així beneficiar també el rendiment.

Una altra possibilitat de millorar l'eficiència és subrefredant el fluid a la sortida del gas-cooler. Diverses opcions han sigut plantejades i estudiades, com ara realitzar el subrefredament amb un subcooler termoelèctric [7].

Zubair introdueix en 1994 l'opció de realitzar subrefredaments gràcies a subcoolers mecànics [8]. En 2015, l'opció d'aplicar aquest subrefredament mecànic a un cicle de CO₂ transcric ha sigut estudiada de manera teòrica [9]. Els resultats d'aquest estudi mostren increments del COP de 9.5% a nivells d'evaporació de 5°C, 13.7% de -5°C i 13.1% de -30 °C a una temperatura ambient de 30°C. Per aquesta condició de funcionament, els increments de capacitat frigorífica assoleixen un 20,7% a 5°C, un 19,7% a -5°C i 12,7% a -30° C.

L'objectiu d'aquest projecte és aprofundir en la influència d'un cicle de subrefredament mecànic per a un cicle de CO₂ transcric de manera experimental. Per a fer-ho s'estudiarà un cicle de CO₂ transcric de manera teòrica, es dimensionarà i dissenyarà un mechanical subcooling adaptat a aquest sistema i s'avaluarà de manera experimental el comportament del cicle complet i les millores energètiques que aquest pot oferir.

2. Introducció

El fred artificial està molt present en els darrers anys i està lligat a diversos aspectes de la vida quotidiana, des d'aplicacions per al confort humà fins a la conservació dels aliments o inclús per a fins mèdics. La producció de fred és una activitat que des dels seus orígens fins l'actualitat ha evolucionat i millorat.

La compressió de vapor és una de les tècniques més utilitzades en sistemes frigorífics. Representant una part important de la indústria, són molts els estudis i avanços que s'han aconseguit amb aquesta tecnologia. Però les noves lleis sorgides per a la conservació del medi ambient obliguen a buscar alternatives per a fer d'aquests uns sistemes més respectuosos amb el medi ambient.

Les condicions establertes al Protocol de Montreal i el Protocol de Kyoto ja van aconsellar plantejar-se l'opció de tornar als refrigerants naturals com el CO₂, amb menor impacte mediambiental.

Però és a partir de 2015, amb la revisió de la comissió de la regulació EU 517/2014 (F-Gas) [10], quan les restriccions esdevenen més severes (Fig. 1).

Aquesta normativa preveu reduir el volum disponible de gasos fluorats i que pretén que en 2030 s'utilitzi només un 21% de l'utilitzat en el període de 2009-2012. Com mostra la Fig. 2, s'espera que aquesta reducció sigui gradual. Per aconseguir-lo s'estableix un sistema de quotes per portar un registre del consum d'HFC, s'implanten restriccions a la recàrrega d'equips existents i s'estableixen nous requisits sobre emmagatzematge i control de fuites.

2. Introducció

Aparatos de protección contra incendios que contengan HFC 23		1 de enero de 2016
Frigoríficos y congeladores domésticos que contienen HFC con un PCA igual o superior a 150		1 de enero de 2015
Frigoríficos y congeladores para uso comercial (aparatos sellados herméticamente)	que contienen HFC con un PCA igual o superior a 2500	1 de enero de 2020
	que contienen HFC con un PCA igual o superior a 150	1 de enero de 2022
Aparatos fijos de refrigeración que contengan HFC, o cuyo funcionamiento dependa de ellos, con un PCA igual o superior a 2.500, excepto los aparatos diseñados para aplicaciones destinadas a refrigerar productos a temperaturas inferiores a -50°C		1 de enero de 2020
Centrales frigoríficas multicompresor compactas, para uso comercial, con una capacidad valorada igual o superior a 40 kW, que contengan gases fluorados de efecto invernadero, o cuyo funcionamiento dependa de ellos, con un PCA igual o superior a 150, excepto en los circuitos refrigerantes primarios de los sistemas en cascada, en que pueden emplearse gases fluorados de efecto invernadero con un PCA inferior a 1500		1 de enero de 2022
Aparatos portátiles de aire acondicionado para espacios cerrados (aparatos sellados herméticamente que el usuario final puede cambiar de una habitación a otra) que contienen HFC con un PCA igual o superior a 150		1 de enero de 2020
Sistemas partidos simples de aire acondicionado que contengan menos de 3 kg de gases fluorados de efecto invernadero o cuyo funcionamiento dependa de ellos, con un PCA igual o superior a 750		1 de enero de 2025
Espumas que contengan HFC con un PCA igual o superior a 150, excepto cuando se exija el cumplimiento de normas nacionales de seguridad	Poliestireno extruido	1 de enero de 2020
	Otras espumas	1 de enero de 2023
Aerosoles técnicos que contengan HFC con un PCA igual o superior a 150, excepto cuando se exija el cumplimiento de las normas nacionales de seguridad o cuando se utilicen para aplicaciones médicas		1 de enero de 2018

Fig. 1 - Prohibicions d'ús dels HFC en aplicacions de refrigeració a Europa [11].

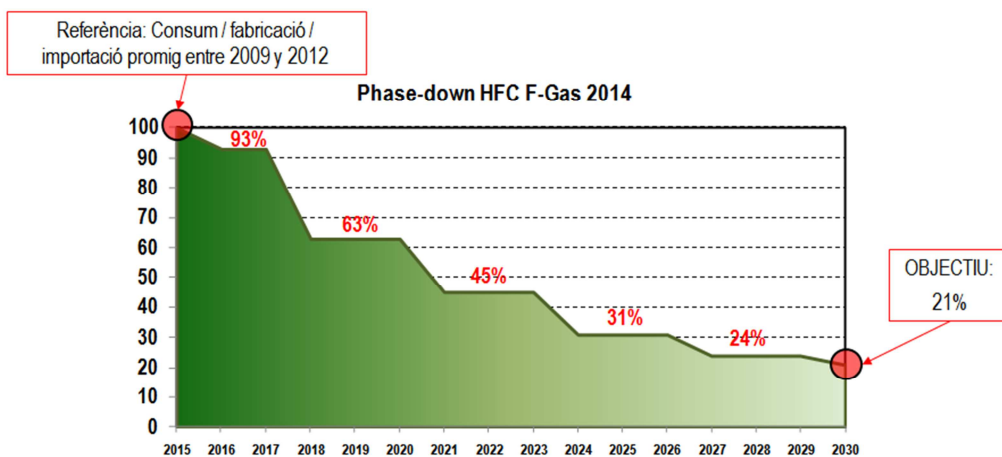


Fig. 2 – Fase de reducció d'ús dels HCF segons la F-Gas.

2. Introducció

La principal conseqüència d'aquesta normativa serà la reducció de disponibilitat dels gasos i per tant, un augment del preu d'aquests.

Fins ara, el R134a era una de les millors opcions per als equips de refrigeració a mitja temperatura. Es tracta d'un gas HFC (hidro-fluoro-carbur) que no és nociu per a la capa d'ozó però que sí que afecta al medi ambient, ja que es tracta d'un gas d'efecte hivernacle, augmentant l'escalfament global, problema de gran magnitud a l'actualitat.

La Unió Europea té previst reduir gradualment els HFC dels nous sistemes de refrigeració amb noves normatives que prohibeixen l'ús dels HFC amb un PCA (Potencial de Calentament Atmosfèric) superior a 150 en refrigeració, superior a 750 en clima i 1500 en cascades en els pròxims anys. El R134a és un fluid amb un PCA de 1301. Com es pot observar en la Fig. 3, segons aquests límits, la llista de gasos que quedaran en desús és considerable.

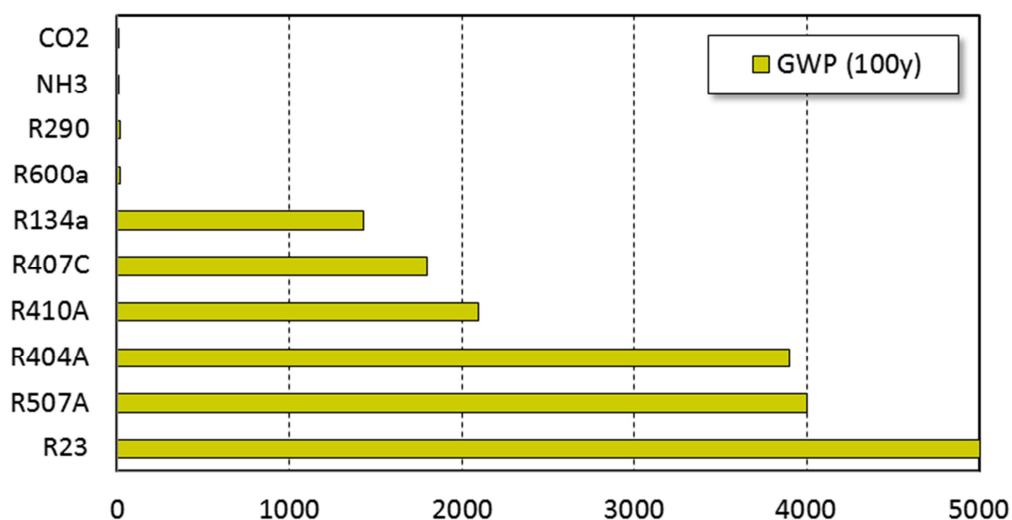


Fig. 3 – Poder d'escalfament global dels principals gasos utilitzats.

Aquesta nova normativa obliga a buscar fluids alternatius per substituir els actuals HFC. Els HFO (hidro-fluoro-olefines) es van desenvolupar per ser la nova generació de refrigerants, amb un potencial d'escalfament global menor que el dels HFC, però continuen sent fluids artificials i inflamables (A2L). Una altra alternativa són els fluids naturals, com el amoníac, els hidrocarburs o el CO₂.

El CO₂ fou un dels fluids més emprats a principis del segle XX. Aquest, va ser substituït per els gasos sintètics ja que presentava alguns límits tecnològics donada la seva alta pressió de funcionament i per la facilitat i bones característiques de seguretat i eficiència energètica que oferien els nous fluids.

2. Introducció

En l'actualitat, com a causa de les noves restriccions i la necessitat de buscar refrigerants substitutius als HFC, l'ús de diòxid de carboni està creixent. Malgrat que el problema de la alta pressió de treball està superat gràcies als nous equips i noves tecnologies, aquest gas encara presenta problemes en localitzacions de temperatures ambient elevades, ja que sofreix una forta caiguda de potència i eficàcia. Les propietats del diòxid de carboni ofereixen avantatges, com la seva bona capacitat de transferència de calor, i el seu baix poder d'escalfament global el fa un candidat perfecte per complir amb les noves lleis. Cal continuar en l'estudi d'aquest gas per a que la seva pèrdua d'eficiència als climes càlids no sigui ja més un problema i així fer de ell un gas competitiu amb la resta, sigui quin sigui el clima d'aplicació [12], ja que aquest gas serà l'implantat per a les aplicacions de baixa temperatura.

3. CO₂ com a refrigerant.

3.1. Propietats del CO₂

El diòxid de carboni (CO₂) és un gas que representa aproximadament el 0,04% de l'atmosfera. És el producte de la combustió completa de carboni. El diòxid de carboni es produeix comercialment mitjançant la combustió d'hidrocarburs (generalment metà), però també es recupera de processos industrials que impliquen fermentació.

El diòxid de carboni es pot utilitzar en gairebé tots els tipus de sistema de refrigeració, però encara no és el principal utilitzat en la majoria dels sectors.

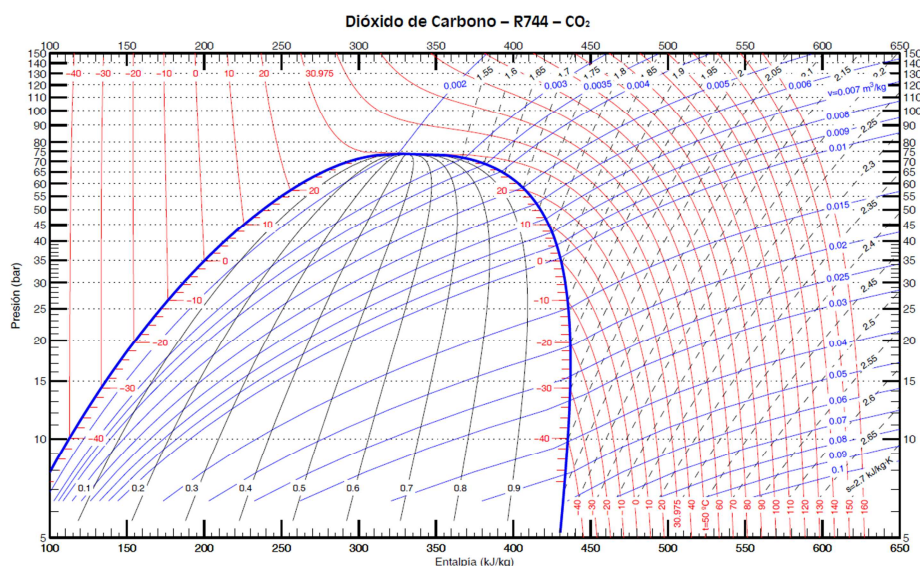


Fig. 4 - Diagrama del CO₂ [13].

El diòxid de carboni és una substància natural amb poc d'impacte mediambiental, no afecta a la capa d'ozó i el efecte sobre el calfament global és molt inferior al de altres refrigerants (PCA=1). Al tractar-se d'un element no sintetitzat, el seu cost és molt menor que els del HFC o els nous HFO. A més es tracta d'un fluid classificat com a A1 en seguretat segons l'Estàndard 34 de ASHRAE i segons el Reglament de Seguretat d'Instal·lacions Frigorífiques, és a dir, no inflamable ni tòxic.

3. CO₂ com a refrigerant

	Safety group	
Higher Flammability	A3	B3
Lower Flammability	A2	B2
	A2L*	B2L*
No flame Propagation	A1	B1
	Lower Toxicity	Higher Toxicity

*A2L and B2L are lower flammability refrigerants with a maximum burning velocity of ≤ 10 cm/s

Fig. 5 - Classificació de seguretat dels refrigerants.

3.2. El CO₂ en refrigeració

Per als cicles de compressió de vapor, el CO₂ treballa en la zona bifàsica líquid-vapor, entre el punt triple i el punt crític. A diferència dels altres refrigerants utilitzats normalment, la temperatura crítica del diòxid de carboni és prou baixa, de només 30,98°C i la pressió per a aquest mateix punt és prou elevada: 73,77 bar. Aquestes condicions impliquen que les pressions de treball del CO₂ siguin més elevades que per a la resta de refrigerants.

Donat aquestes altes pressions de treball del CO₂ els elements han de ser més robustos. En els últims anys, els fabricants ja ofereixen una gama de productes per treballar exclusivament amb CO₂, ja que les propietats tan diferents a la resta de fluids impedeixen utilitzar-lo amb materials dissenyats per treballar amb altres refrigerants.

La gran pressió de treball i per tant la seva elevada densitat té com efecte una major producció frigorífica volumètrica, permetent la construcció d'aparells més compactes. En la Fig. 6 podem veure la diferència remarcable del CO₂ amb altres refrigerants. Aquestes fortes pressions també fan que les pèrdues de carrega en línia siguin menyspreables en comparació a la pressió total. Com que les pressions són més elevades que la pressió atmosfèrica, evitem també tenir infiltracions en el nostre sistema.

3. CO₂ com a refrigerant

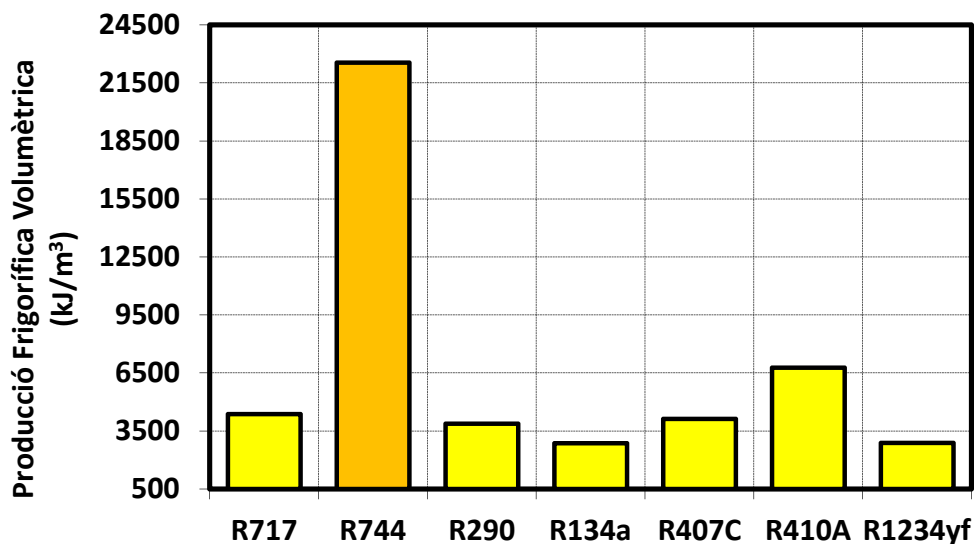


Fig. 6 - Producció frigorífica volumètrica de diferents refrigerants per a climatització (0°C)

A causa de la baixa temperatura crítica, els sistemes de refrigeració amb diòxid de carboni s'implementen segons dos cicles diferents: subcrític i transcític.

El cicle subcrític correspon al cicle de vapor clàssic, el cicle roig en la Fig. 7, on la temperatura de condensació és inferior a la subcrítica. Aquest cicle s'utilitza per exemple en sistemes en cascada per a baixa temperatura.

Per al cicle blau de la Fig. 7, la temperatura de alta pressió del cicle és més alta a la temperatura crítica, aquest és el cicle transcític. Aquest cicle es dona quan el focus calent, al que cedim el calor, es troba a un nivell de temperatura superior a la crítica ($\approx 31^\circ\text{C}$).

3. CO₂ com a refrigerant

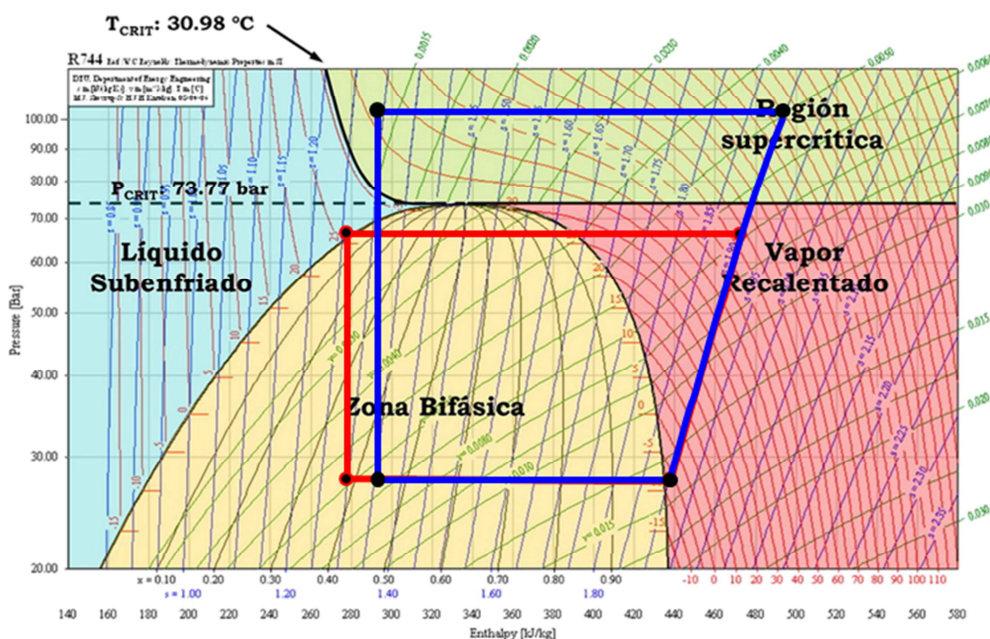


Fig. 7 - Cicle subcrític (roig) i cicle transcric (blau) del CO₂.

3.3. El CO₂ transcric

Aquests cicles de compressió de vapor tenen la particularitat de tenir, al bescanviador d'alta temperatura, una pressió superior a la pressió crítica del fluid. Aleshores, el CO₂ que es troba dins d'aquest bescanviador no es condensa, sinó que la seva temperatura disminueix, ja que és un gas i en aquests punts la temperatura és independent de la pressió. Aquesta zona s'anomena regió supercrítica, el fluid s'anomena "fluid supercrític" i el bescanviador on es refreda no és un condensador, sinó un "gas-cooler". La resta del cicle evoluciona com per a la resta de fluids: el fluid es evaporat a l'evaporador i aspirat pel compressor. El compressor augmenta la pressió i la temperatura del fluid. El punt de descàrrega del compressor, es situa dins de la regió supercrítica. El CO₂ travessa el gas-cooler, on la seva temperatura disminueix, però no hi ha condensació. Abans de tornar a entrar a l'evaporador, el fluid sofreix una expansió, reduint de nou la seva pressió i temperatura.

La capacitat calorífica isobàrica del diòxid de carboni sofreix un gran increment en les proximitats del punt crític (31°C, 73,8 bar) i es redueix fortament a mesura que es distància d'aquest punt. La Fig. 8 mostra l'evolució d'aquesta propietat per a diferents pressions en funció de la temperatura. L'augment de la capacitat calorífica a la regió supercrítica implica coeficients de transferència de calor elevats.

3. CO₂ com a refrigerant

La bona transmissió de calor implica una elevada eficiència al bescanviador i llavors la temperatura de sortida del gas-cooler és molt pròxima a la del medi de dissipació.

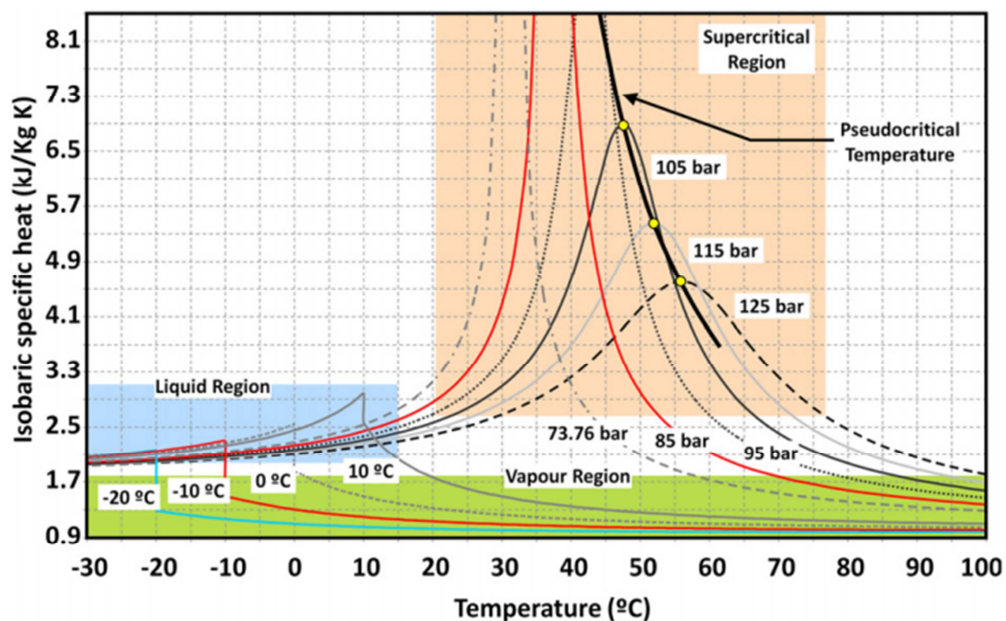


Fig. 8 - Capacitat calorífica isobàrica del CO₂ a diferents temperatures i pressions [4].

En zones fredes, aquests cicles tenen bons rendiments en refrigeració, al nivell inclús dels HFC. El problema el trobem als climes més càlids, on els rendiments són inferiors i no són completament competitius als dels cicles amb HFC. Aquests sistemes s'adapten bé a la normativa de la F-Gas, però el seu rendiment no poden competir amb els d'altres cicles, com per exemple el cicle en cascada. Per això cal buscar alternatives per a millorar el rendiment d'aquest cicle.

En la Fig. 9 podem veure les zones d'aplicació del CO₂ transcíric. Per damunt de l'equador del CO₂ transcíric, els països més freds, la utilització del CO₂ en cicle transcíric està molt avançada i podem trobar molts supermercats (2863) que implementen aquesta tecnologia. Per contra, baix d'aquest equador, el seu ús en veu molt reduït (22 supermercats) a causa del descens del rendiment. En aquesta zona càlida, els supermercats que utilitzen cicles transcíric representen menys d'un 0,8% del total de supermercats amb CO₂ transcíric d'Europa.

3. CO₂ com a refrigerant

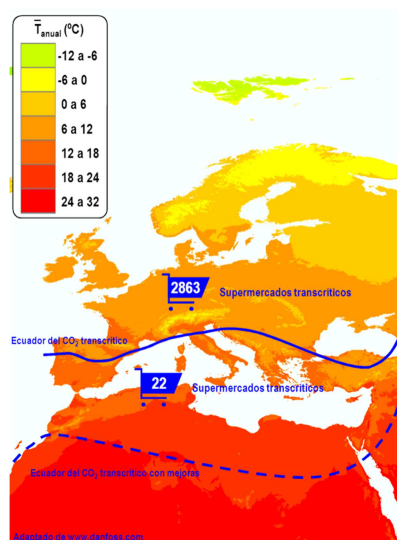


Fig. 9 – Zones d'aplicació dels cicles de CO₂ transcritic [14].

Introduint les millores de rendiment es vol desplaçar aquest marge d'utilització a l'equador alternatiu representat en la Fig. 9. Situant l'equador del CO₂ transcritic amb millores a la zona nord d'Àfrica, tota Europa quedaria dins de la zona on l'ús del diòxid de carboni transcritic per a refrigeració és factible.

Les opcions per augmentar el rendiment que s'estan estudiant en l'actualitat són [15]:

- Expansors per a recuperar energia del procés d'expansió (no existeix tecnologia)
- Ús d'ejectors

L'ejector succiona els vapors de l'evaporador (per efecte venturi). El sistema actua com si s'utilitzés un compressor de baixa pressió (salt de pressions molt reduït) i és reduïx la taxa total de compressió. Els estudis teòrics mostren que el COP es millora però no s'han obtingut bons resultats experimentals fins al moment.

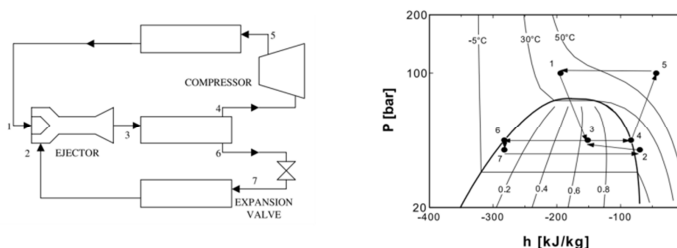


Fig. 10 – Esquema del cicle amb ejector i diagrama.

3. CO₂ com a refrigerant

- Compressió en paral·lel

El vapor del dipòsit de separació de la Fig. 11 es comprimeix a alta pressió i s'injecta a l'entrada del gas-cooler. Amb aquesta acció s'augmenta el títol de vapor en l'evaporador i es redueix el cabal màssic a traspasar pel compressor principal, reduint així el treball de compressió.

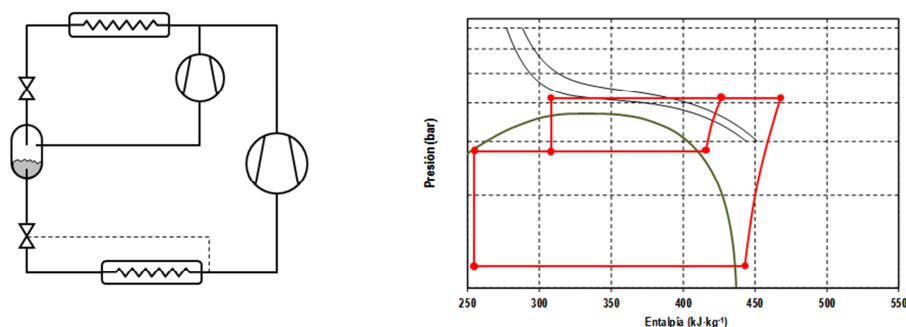


Fig. 11 – Esquema del cicle amb compressió en paral·lel i diagrama.

Segons Sarkar s'obtenen millores de fins un 47% en el COP de manera teòrica però els resultats experimentals replegats per Bella & Kaemmer mostren millores de només un 15%.

- Ús de cicles dedicats de subrefredament (Mechanical subcooling)

Com mostra la Fig. 12 aquest sistema combina dos cicles de compressió, un de CO₂ produint l'efecte frigorífic principal i un secundari amb un altre fluid que refreda el CO₂ a la sortida del gas-cooler. Ambdós cedeixen calor al mateix focus tèrmic.

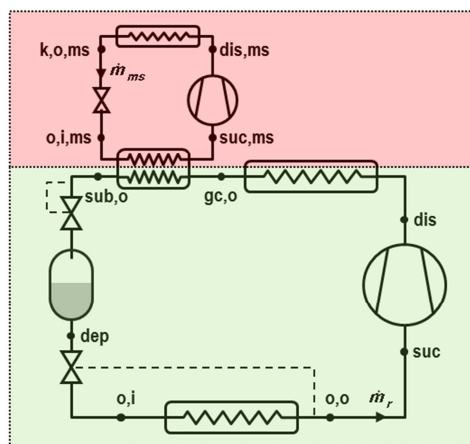


Fig. 12 – Cicle de CO₂ (verd) i cicle dedicat (roig).

3. CO₂ com a refrigerant

Aquest refredament a la sortida del gas-cooler proporciona un augment de la producció frigorífica específica (Δq_o), una disminució de la pressió de treball (Δp_{gc}) i una reducció del treball de compressió específic (Δw_c) com representat a la Fig. 13.

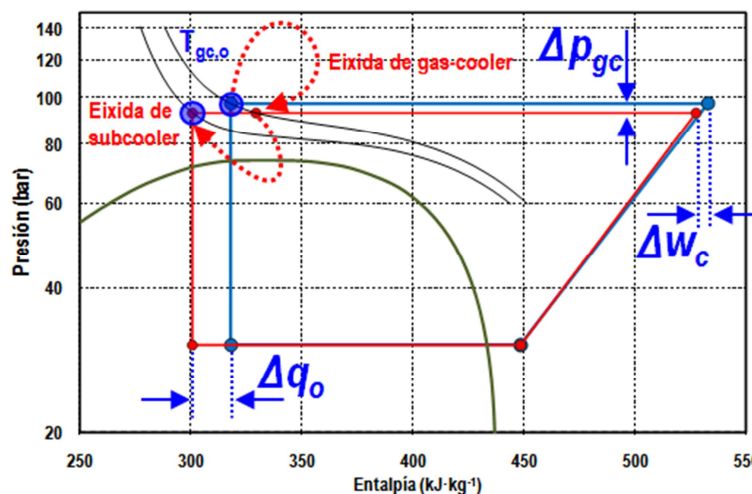


Fig. 13 – Diagrama del cicle transcric pur (blau) i amb mechanical subcooling dedicat (roig).

En aquest projecte s'estudiarà aquesta darrera opció ja que és la que presenta millor perspectiva de millora i a més resulta la de més fàcil implantació experimental per adaptar-se al cicle de CO₂ transcric del que disposa el GIT.

4. Dimensionament de la instal·lació

Per analitzar les possibles millores de rendiment en els sistemes de refrigeració transcítics de CO₂ gràcies a un sistema de subrefredament mecànic dedicat, s'estudiarà la instal·lació del CO₂ del GIT (Fig. 14). En un primer moment, s'estudiarà el comportament de la instal·lació existent amb el fi de dimensionar el sistema de subrefredament mecànic a instal·lar.



Fig. 14 – Instal·lació de CO₂ transcíctic.

4.1. Descripció del sistema de CO₂ transcíctic

La instal·lació de CO₂ està configurada segons mostra la Fig. 15. Els elements principals del sistema són un compressor semi hermètic de simple etapa (1), un sistema d'expansió de doble etapa amb un recipient de líquid (6) entre les etapes. El sistema de doble expansió consisteix en dues vàlvules. La primera (5) és una vàlvula d'expansió pressostàtica (back-pressure) que s'empra per a l'expansió inicial i permet regular la pressió al gas-cooler. Una segona vàlvula (7), d'expansió electrònica, permet controlar l'evaporació. El recipient intermedi permet regular la quantitat de refrigerant que circula per la instal·lació. El sistema

4. Dimensionament de la instal·lació

també disposa d'un gas-cooler (2) amb els fluxos circulant a contra-corrent, un evaporador (8) i un bescanviador intermedi (3).

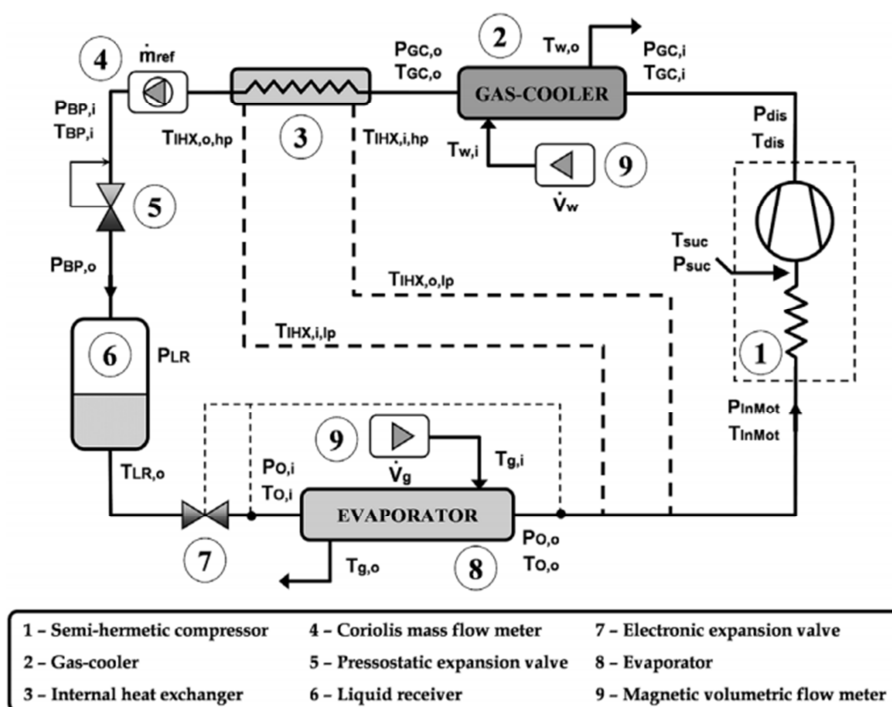


Fig. 15 – Esquema de la planta de CO₂ [2].

La regulació de la planta es realitza mitjançant dos sistemes auxiliars. El primer, controla la calor dissipada al gas-cooler gràcies a la circulació d'aigua que determina la temperatura del CO₂ a la sortida d'aquest bescanviador. El segon, que és un bucle on circula una barreja d'etilè-glicol (50/50% en volum), permet controlar l'evaporació del refrigerant i mantenir una pressió constant a l'evaporador.

4.2. Anàlisi del comportament del cicle

Per a simular un subrefredament a la sortida del gas-cooler cal afegir un bescanviador en sèrie amb aquest tal i com mostra la Fig. 16. D'aquesta manera s'introdueix un salt de temperatura gràcies a un altre refrigerant al qual el CO₂ li cedeix calor.

4. Dimensionament de la instal·lació

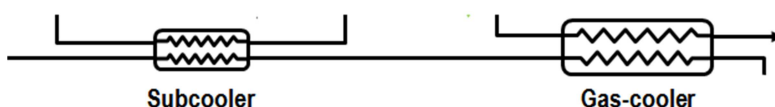


Fig. 16 – Gas-cooler i subcooler en sèrie.

L'objectiu és veure la influència d'aquest subrefredament en la potència frigorífica generada i la calor a dissipar al subcooler per poder generar aquest subrefredament. Amb aquest fi, simularem diversos salts de temperatura per a diferents nivells d'evaporació i temperatures ambient superiors a 26°C.

La Fig. 17 ens mostra l'evolució de la potència frigorífica generada en l'evaporador de CO₂ en funció de la pressió al gas-cooler. Aquesta potència està simulada per a dos nivells d'evaporació, 0°C i -18°C, en les mateixes condicions ambient, amb una temperatura del medi de 30°C. Podem observar que la potència generada augmenta proporcionalment a la introducció dels subrefredaments. És a dir, subrefredat el CO₂ a la sortida del gas-cooler obtindriem beneficis en la producció de fred a l'evaporador.

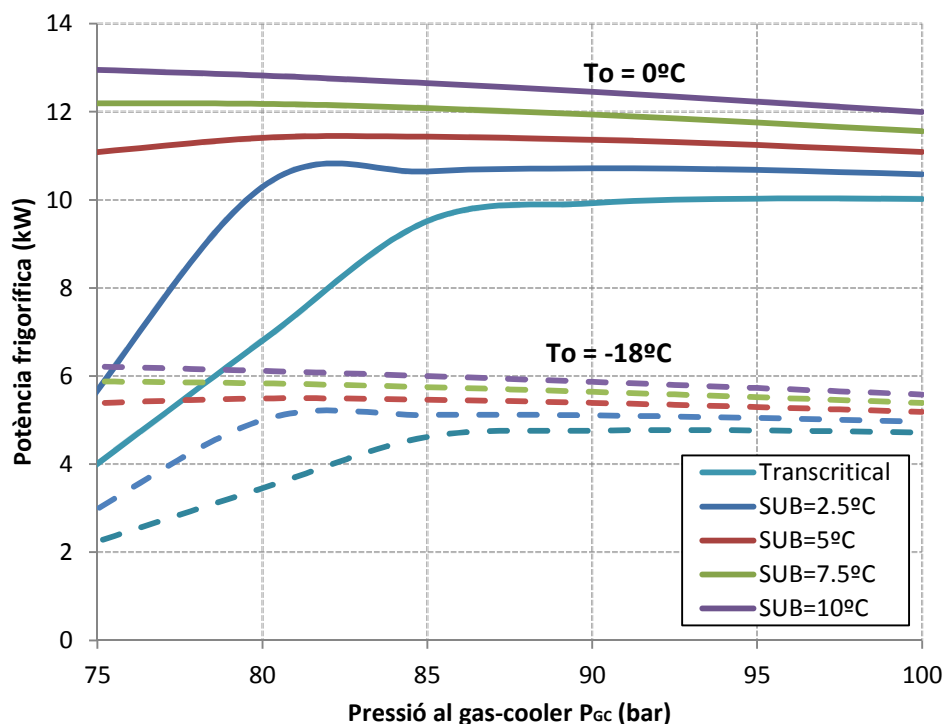


Fig. 17 – Evolució de la potència frigorífica generada per a dos nivells d'evaporació (0°C i -18°C) en transcritical pur i amb diferents subrefredaments del CO₂ vs la pressió al gas-cooler (T_{amb}=30°C).

4. Dimensionament de la instal·lació

Per generar aquest subrefredament és necessari evacuar certa potència al subcooler. En la Fig. 18 podem veure la potència que caldria dissipar al subcooler en els casos anteriorment tractats. Veiem que a partir de 85 bars de pressió de gas-cooler, aquesta potència roman aproximadament constant i que a més és inferior a la necessària per a pressions inferiors. Observem també, comparant amb la Fig. 17, que és per a aquestes pressions més elevades on obtenim una major potència frigorífica. Aquest resultat ha sigut obtingut a partir d'una simplificació del model que es detalla en l'apartat 5.

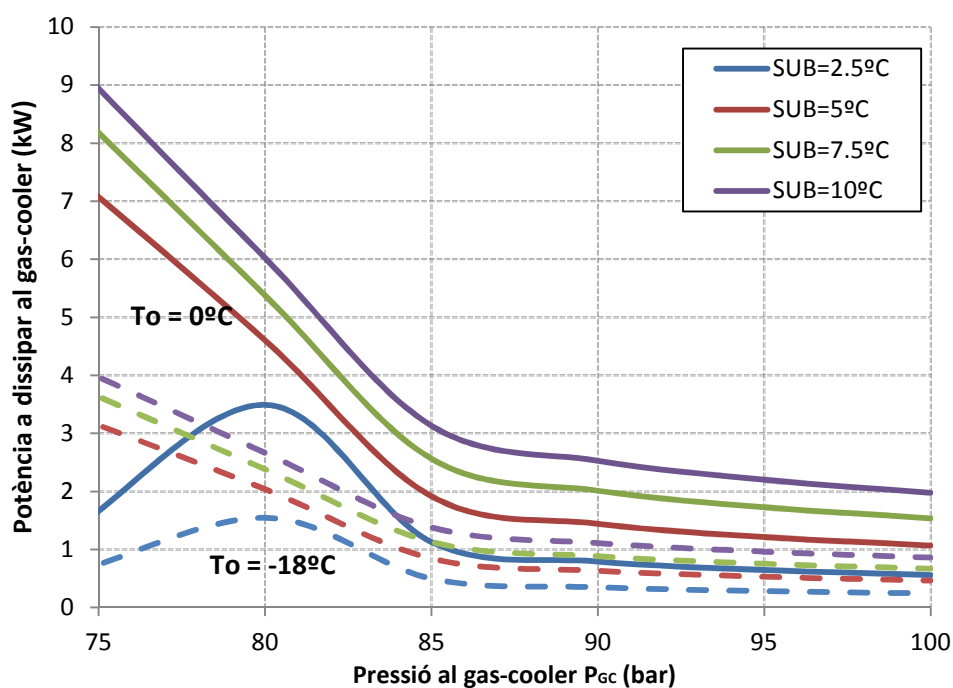


Fig. 18 – Potència a dissipar al gas-cooler per als diferents punts avaluats.

Per poder generar els subrefredaments i estudiar el comportament del cicle i les seues possibles millores, caldrà determinar el rang de potències a extraure en el MS Cycle. Aquestes potències són les que mostra la Fig. 19, sent el major rang el que obtenim per a un nivell d'evaporació de 0°C , on hem de dissipar entre 0,5 kW i 9,5 kW.

4. Dimensionament de la instal·lació

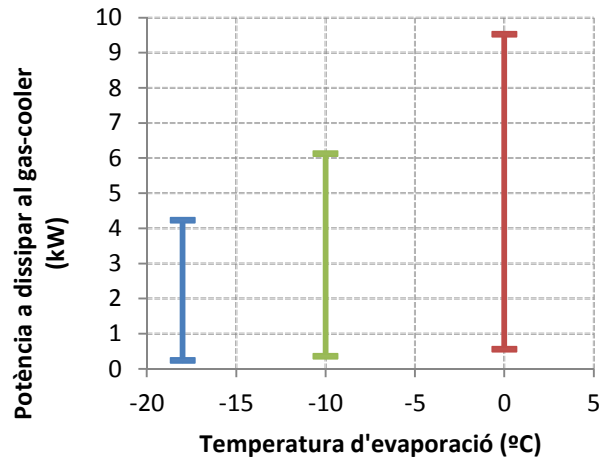


Fig. 19 – Rang de potències a dissipar al MS cycle per a una temperatura ambient de 30°C.

4.3. Selecció del fluid frigorígen per al cicle de subrefredament mecànic

Per poder estudiar en profunditat les millores introduïdes per el subrefredament dedicat i també per poder dimensionar la instal·lació, cal determinar quin serà el fluid frigorígen amb que funcionarà el cicle de subrefredament mecànic.

Estudiant l'increment del rendiment del cicle per a diferents fluids frigorígens per al mechanical subcooling, les millores aconseguïdes són molt similars per a tots els fluids. Segons mostra la Fig. 20, les millores introduïdes per un subrefredament de 5°C per a diferents condicions, són positives per a tots els fluids i no hi ha cap que destaquí especialment.

Els fluids considerats són el propà (R290), el propilè (R1270), el fluoroetà (R161), els HCF R152a i R134a i el HFO R1234yf.

4. Dimensionament de la instal·lació

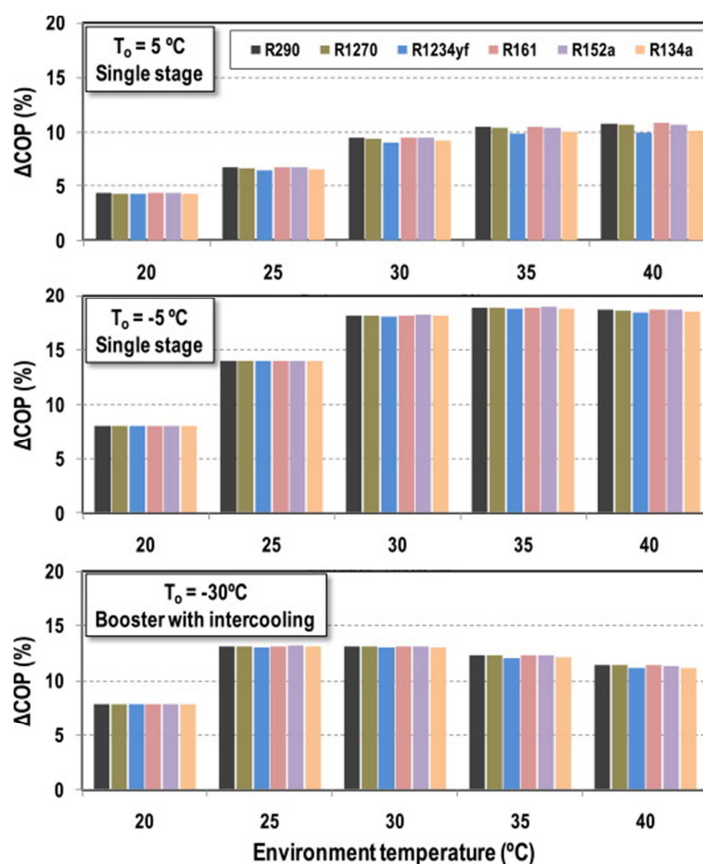


Fig. 20 – Increment del COP amb MS cycle per a diferents refrigerants (SUB=5°C) [9].

Aquest fluid estarà contingut en el cycle dedicat i no estarà exposat. Per a la seva selecció, cal tenir en ment diversos criteris:

- Criteri termodinàmic.
- Criteri de seguretat.
- Criteri tècnic.
- Criteri econòmic.
- Criteri mediambiental.

Analitzant l'aspecte termodinàmic, el R134a és més eficient, té major capacitat calorífica i menor consum elèctric en comparació amb el R1234yf [16]. Pel que fa a aquest cycle en concret, segons la Fig. 20 cap dels fluids destaca especialment de manera positiva o negativa. Els 6 fluids tenen un impacte molt paregut sobre el rendiment del cycle. Per a unes

4. Dimensionament de la instal·lació

condicions de temperatura ambient de 30°C i un nivell d'evaporació de -5°C (Fig. 21), el rendiment es redueix un 1,77% per l'ús del R1234yf en lloc del R134a. Podem acceptar aquesta reducció front a les millores totals que s'espera obtenir al cicle. Pel que fa a les pressions a les quals trobem aquests rendiments, l'augment que implica el R1234yf no és significatiu.

	P_{GC} (bar)	COP
R134a	83,3	2,11
R1234yf	83,7	2,07
	0,48	-1,77

Fig. 21 – Comparativa entre el R134a i el R1234yf per a $T_{amb} = 30^{\circ}C$, $T_o = -5^{\circ}C$ i un subrefredament de 10°C.

L'aspecte de seguretat és un criteri a tenir en compte encara que el fluid estigui confinat. Els més segurs són els HFC, seguits dels HFO que si que resulten una mica inflamables.

D'un punt de vista tècnic, aquests fluids no suposen un problema ja que tots tenen desenvolupades les tecnologies de compressor o es poden utilitzar com a gasos substitutius, com per exemple el R1234yf. Econòmicament el HFO suposa un inconvenient ara mateixa. La seva alta demanda i poca oferta, fan que el seu preu sigui elevat. Però el cost del R134a també sofrirà un augment a causa de les noves restriccions de la F-Gas.

Centrant-nos ara en el impacte mediambiental, els HFC són els que tenen un impacte més negatiu donat al seu elevat PCA, ja que són gasos que contribueixen al calfament global. Els hidrocarburs i el HFO tenen un PCA molt més reduït, sent un aspecte positiu de cara a les noves reglamentacions sobre les emissions.

Si bé és cert que es tracta d'un sistema aïllat i amb un risc de fugues feble, sempre és recomanable treballar amb fluids poc contaminants, segurs i barats. En un primer moment descartem els HFC ja que, malgrat ser aptes per aquest sistema, un dels objectius principals d'aquest estudi és reduir-ne el seu ús. Entre els fluids restants, el R1234yf destaca per el seu elevat cost però té l'avantatge de ser més segur.

Donat que es tracta d'una instal·lació prou reduïda, només és un sistema auxiliar, i no necessita una carrega molt gran, el fluid escollit és el nou HFO. Resulta més car que la resta però els aspectes mediambientals i de seguretat resten prioritaris. L'econòmic és només una inversió inicial. Des del punt de vista de la investigació resulta més adient utilitzar el R1234yf

4. Dimensionament de la instal·lació

ja que ens permetrà conèixer més com es comporta. Amés aquesta instal·lació serà completament lliure de HFC.

4.4. Selecció dels components del cicle del mechanical subcooling

Amb la introducció del mechanical subcooling al cicle transcric, el CO₂ sofreix un subrefredament a la sortida del gas-cooler. Aquest subrefredament està generat per un bescanviador situat després del bescanviador d'alta pressió. En aquest es produeix el intercanvi de calor entre el CO₂ i el fluid frigorígen R1234yf, que al seu torn realitza un cicle de refrigeració. Llavors, amés del bescanviador que subrefredarà el CO₂, el subcooler, és necessària la instal·lació de la resta del circuit: un compressor, un condensador i una vàlvula d'expansió seran els seus elements principals.

Amb la anàlisi del cicle transcric de CO₂, hem pogut determinar els punts màxims i mínims de funcionament. Aquests seran els criteris per la selecció del compressor del MS Cycle. Cal tindre en compte que la instal·lació d'aquest sistema té com objectiu millorar el comportament de la instal·lació transcric, no de ser ella per si mateixa la principal productora de fred. Aleshores, cal limitar els punts màxims de funcionament. El criteri de disseny escollit és que el MS Cycle no pot generar més d'un 25% de la potència frigorífica total.

Tenim llavors que :

$$\frac{P_{cMS}}{P_c} \leq 25\% \quad (1)$$

Els elements del circuit són dimensionats en funció de la potència a evacuar en el subcooler.

4.4.1. Compressor

Les potències del compressor venen donades a regim nominal, és a dir, 1450 rpm, però modificant la freqüència, podem variar la capacitat frigorífica del compressor per ajustar-nos a les nostres necessitats.

Per al punt màxim de funcionament, 4,56kW de potència frigorífica, es necessitaria un compressor d'una mida massa gran amb el que després no es podrien assolir els punts mínims. Per poder tractar tots els punts desitjats, cal seleccionar un compressor amb una potència més feble, i el qual, jugant amb la variació de potència, ens permeti arribar als punts màxims i mínims.

4. Dimensionament de la instal·lació

El compressor seleccionat és el semi-hermètic de Bitzer 2KES-05Y 230/400V (40S), sent el més petit d'aquesta gama. Aquest compressor ha sigut seleccionat gràcies al programa de selecció de la marca.

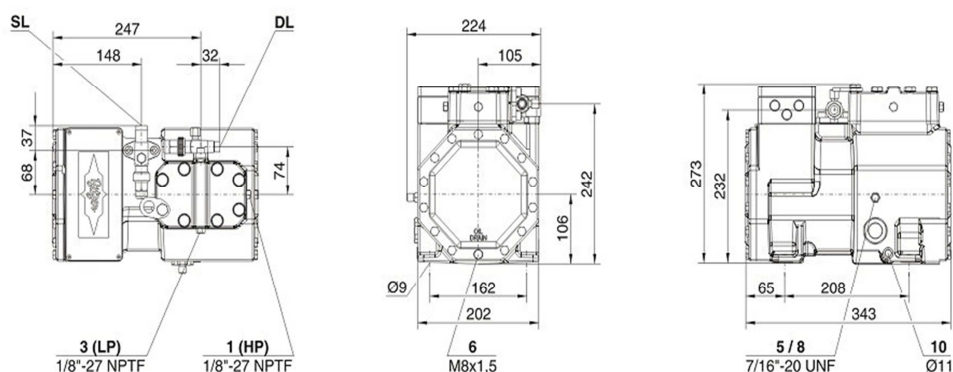


Fig. 22 - Dimensions del compressor 2KES-05Y 230/400V (40S).

4.4.2. Condensador

El condensador no resulta un element molt restringent a l'hora del dimensionament. Aquest bescanviador utilitzarà com fluids l'aigua (medi de dissipació del calor) i el R-1234yf. Qualsevol bescanviador dissenyat per a Aigua/R-134a serà apte per a aquesta aplicació. Amb la finalitat de simplificar la màquina, s'instal·larà un bescanviador carcassa-tubs, que farà a la volta de condensador i de dipòsit de líquid.

El condensador seleccionat és el K033N de 4 passos de Bitzer.



Fig. 23 – Condensador seleccionat.

4.4.3. Vàlvules d'expansió

La vàlvula d'expansió serà electrònica amb modulació proporcional per garantir un control eficient de la instal·lació. Les vàlvules Carel són una bona opció per als sistemes de

4. Dimensionament de la instal·lació

refredament gràcies a la seva fiabilitat i els seus materials, i a més garanteixen un bon control inclús treballant a càrrega parcial. L'ús de la tecnologia E²V assegura un estalvi energètic que permet una ràpida amortització.

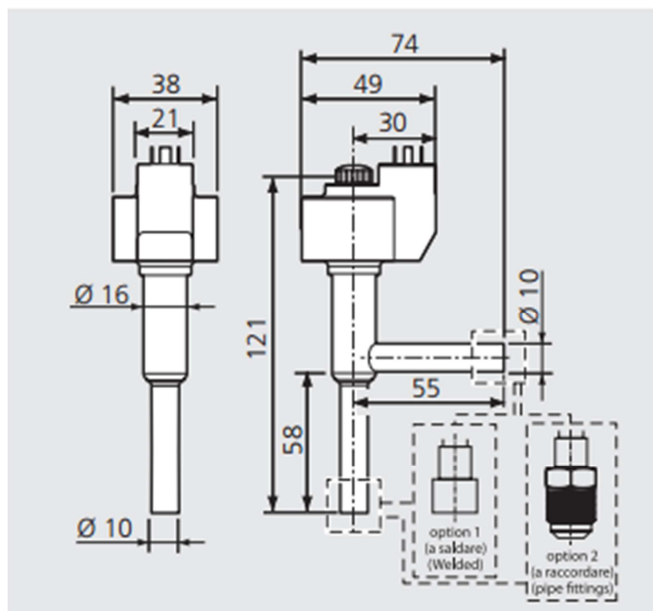


Fig. 24 – Dimensions de la vàlvula Carel E²V.

Per a aquest component, cal avaluar també els punts mínims i màxims, ja que si la vàlvula està sobredimensionada, quan treballem amb cabdals menuts, correm el risc d'un mal funcionament. Cada vàlvula té el seu rang d'actuació i els punts que desitgem avaluar, s'han de trobar dins d'aquesta zona d'acció. Per al punt màxim de funcionament, ens convé situar-nos a un 90% de la càrrega màxima. Per al mínim, un 30% per dalt de la càrrega mínima.

Aquests marges de seguretat són necessaris per evitar el "hunting": risc d'una regulació inestable (oscil·lant).

Aquestes vàlvules estan dissenyades per treballar amb R1234yf però al seu software de disseny només es poden realitzar els càlculs amb altres gasos (Fig. 25). Realitzarem la selecció amb el R134a, és per això que cal sobredimensionar una mica la vàlvula, ja que amb el R1234yf tenim una augmentació de cabdal màssic respecte al fluorat.

4. Dimensionament de la instal·lació

NT REFRIGERATION
condensing temp.= 40 °C, evaporation temp.= -15 °C

	R22	R134a	R404a	R410a	R407c	R507a
E2V05	1.9	1.4	1.4	2.3	2	1.3
E2V09	2.9	2.2	2.1	3.6	3	2
E2V11	5.2	3.9	3.7	6.4	5.3	3.6
E2V14	8	6	5.7	9.8	8	5.5
E2V18	11.4	8.5	8	13.9	11.5	7.8
E2V24	22.6	16.9	16	27.6	22.9	15.6
E2V30	35.8	26.7	25.5	43.7	36.3	24.8
E2V35	45.5	34	32.2	55.6	46.2	31.5

subcooling 5 °C

Fig. 25 – Capacitats frigorífiques de les vàlvules per a una temperatura d'evaporació de -15°C i 40°C de condensació.

Avaluant el punt màxim, trobem que la vàlvula ideal és la E2V14, però aquesta és massa gran per poder treballar al punt mínim.

Considerant una vàlvula d'una mida inferior (E2V11) el punt màxim es pot assolir sense problema, però continuem encara molt lluny del mínim.

Per poder operar tots els punts de funcionament desitjats, cal instal·lar dues vàlvules en paral·lel. El límit de treball superar de la més menuda, ha de ser major al inferior de la gran, per evitar tenir una zona de funcionament entre ambdues que no estigui coberta. Les vàlvules seleccionades per aquesta instal·lació són la E2V14 i E2V05 (Annex A).

Per controlar el funcionament d'aquestes vàlvules, s'utilitzen uns "drivers" i les dades d'estat del refrigerant, per això és necessària la instal·lació d'una sonda de pressió radiomètrica i una de temperatura NTC a la sortida de l'evaporador.

4.4.4. Evaporador - Subcooler

L'evaporador del circuit de mechanical subcooling és un dels elements més importants, ja que és l'enllaç entre els dos cicles. Donat que aquest bescanviador també treballarà amb el CO₂, ha de ser resistent a altes pressions.

A l'evaporador tindrem, d'un costat el CO₂, que es refredarà, i del altre, el R1234yf, en evaporació. Per triar-lo, suposem el cas de màxim cabdal de R-1234yf, que es donarà al punt de màxima potència intercanviada: 4,56kW.

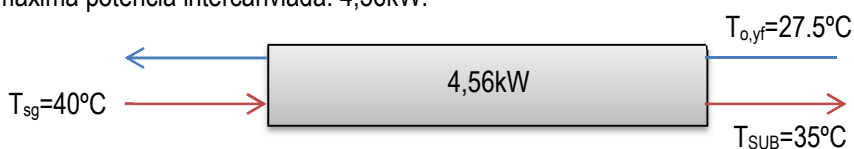


Fig. 26 – Esquema del punt de funcionament màxim del subcooler.

4. Dimensionament de la instal·lació

En un principi, el bescanviador seleccionat era de la marca SWEP, el B17 de 10 plaques. Però, a causa del seu preu elevat, es va substituir per l'equivalent d'Alfa Laval, tres vegades més econòmic.

El AXP14-40H-F és un bescanviador de 40 plaques (Fig. 27), fabricat en acer inoxidable i dissenyat per treballar amb CO₂ a altes pressions. Les plaques estan unides amb soldadura forta, evitant la necessitat de juntes i garantint l'eficàcia de transferència de calor òptima i resistència a la pressió.

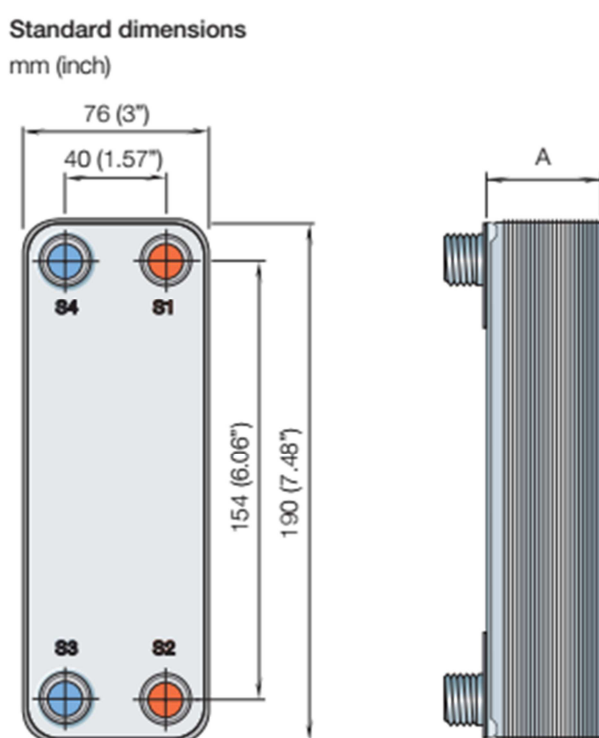


Fig. 27 – Bescanviador AXP14-40H-F d'Alfa Laval.

Com ha estat esmentat anteriorment, el CO₂ en cicle transcític treballa a unes pressions força elevades que poden suposar un problema de seguretat i un risc de fuga si la tecnologia utilitzada no està adaptada. La màxima temperatura que assolirà el fluid en el nostre sistema, no superarà els 50°C, és a dir, segons la gràfica del fabricant (Fig. 28), el bescanviador pot suportar fins el 152 bars. Aquest valor ens deixa un marge de seguretat ja que no estudiarem el cicle a més de 120 bars de pressió.

4. Dimensionament de la instal·lació

Podem observar, que l'altre conducte del bescanviador no està dissenyat per a pressions tan altes (110 bars per a temperatures inferiors a 90°C) però açò no suposa un problema ja que el R-1234yf treballarà entre 10 i 40°C i pressions màximes de, al voltant, 12 bars.

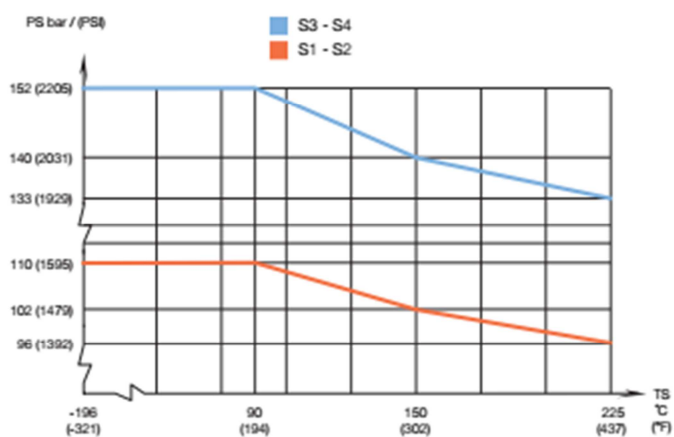


Fig. 28 – Pressió admesa al bescanviador en funció de la temperatura.

4.4.5. Altres elements

A més dels principals elements ja seleccionats, aquest dispositiu ha de tenir també altres components. Com s'ha esmentat en l'apartat 4.4.2, el condensador actuarà com a dipòsit de líquid, per tal, no és necessari instal·lar un altre dipòsit. Si que és necessària una vàlvula solenoide, per exercir les funcions d'apertura i tancament totals del circuit.

Dues vàlvules obús han de ser instal·lades també per poder realitzar la carrega i descàrrega del circuit. Una d'elles se situarà a la línia d'alta pressió i l'altra a la de baixa. També serà necessari un filtre deshidratador per a absorbir la humitat que pugui haver en el circuit i un visor de líquid. Dues unions flexibles seran instal·lades avant i després del compressor per evitar la transmissió de les vibracions a la resta del circuit.

Com elements de seguretat tindrem dos pressòstats, un de alta i un de baixa, per tallar la corrent en el cas de que es sobrepassin els límits de pressió establerts per al nostre sistema.

Caldrà introduir també els elements de mesura per després poder quantificar els resultats experimentals.

5. Descripció del model

Per poder estudiar aquest cicle, primer hem de modelitzar els seus elements. Els paràmetres que ens interessin són el compressor de CO₂, el compressor del mechanical subcooling i el subcooler. Per aquest estudi es consideraran les compressions com a reals i les expansions isentàlpiques.

El compressor de CO₂ ens determinarà el cabdal màssic de CO₂ i la potència consumida. Per conèixer la potència consumida al segon compressor, necessitem conèixer també el cabdal màssic de R-1234yf, que estarà definit per la transferència de calor necessària al subcooler.

Els paràmetres coneguts de partida per estudiar el cicle són la temperatura ambient i la temperatura d'evaporació del CO₂. El grau de subrefredament també ha de ser fixat per així obtenir els valors necessaris per quantificar el rendiment del cicle: COP. L'objectiu aleshores és determinar les potències consumides i la potència frigorífica generada. Durant les etapes intermèdies, obtindrem també la temperatura d'evaporació del fluid secundari, així com la pressió i el cabdal màssic.

La temperatura ambient ens determinarà les temperatures de sortida de condensador. Ambdós bescanviadors transferiran la calor al medi ambient, així que la temperatura de sortida de gas-cooler del CO₂ estarà relacionada amb la temperatura de condensació del R-1234yf.

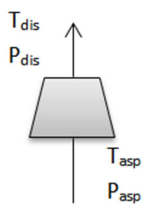
Per al gas-cooler de CO₂ considerem un approach de 5K degut al bon coeficient de transmissió d'aquest fluid [17]. Aleshores, tindrem que la temperatura a la sortida del condensador és:

$$T_{sg} = T_{amb} + 5 \quad (2)$$

El coeficient de transmissió del R-1234yf no és tan al perquè està condensant, per això, l'approach en aquest condensador serà més gran, d'uns 10K. Aleshores, la temperatura a la que aquest fluid condensarà queda definida per:

$$T_{k,yf} = T_{amb} + 10 \quad (3)$$

Aquesta temperatura ens definirà, al seu torn, la pressió de condensació $P_{k,yf}$.



Gràcies a la modelització del compressor de CO₂ [18] podem determinar el rendiment volumètric, amb el que posteriorment calcularem el cabdal màssic de diòxid de carboni.

5. Descripció del model

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{CO_2} \times v_{asp}}{\dot{V}_{GN}} \rightarrow \dot{m}_{CO_2} = \frac{\dot{V}_{GN} \times \eta_v}{v_{asp}} \quad (4)$$

Per obtenir el η_v necessitem conèixer les pressions d'aspiració i descàrrega. Assumim les pèrdues de carrega, per tant podem dir que:

$$P_{asp} = P_o \quad (5)$$

$$P_{dis} = P_{GC} \quad (6)$$

Conegut el cabdal que travessa la instal·lació, podem conèixer la potència transmesa al subcooler.



Fig. 29 – Esquema del subcooler amb les corresponents temperatures.

La temperatura a la sortida del subcooler serà funció del grau de subrefredament que desitgem estudiar:

$$T_{SUB} = T_{sg} - SUB \quad (7)$$

Llavors, la potència intercanviada en aquest bescanviador és:

$$\dot{Q}_{SUB} = \dot{m}_{CO_2} (h_{sg} - h_{SUB}) \quad (8)$$

El salt entàlpic, produït per el subrefredament introduït, definirà la potència transmesa pel fluid. Les entalpies d'aquests dos punts són conegudes, ja que coneixem les dues temperatures i la pressió a la que es troben.

Tenim també, que la potència transmesa és igual a:

$$\dot{Q}_{SUB} = U \times A \times \Delta T_{ln} \quad (9)$$

5. Descripció del model

Caldria calcular el coeficient d'intercanvi global U a partir dels coeficients de pel·lícula del CO_2 i del R1234yf [19] però com que no es coneix la geometria interna del bescanviador no es pot realitzar aquest càlcul. Aquest coeficient U no és constant, ja que dependrà dels paràmetres de treball, com les temperatures o les pressions. Gràcies a les dades del fabricant podem ajustar el model del subcooler (Annex B), obtenint:

$$U = 663,12 + 219,99 \cdot \dot{Q} + 2,9 \cdot T_{sg} - 1,89 \cdot P_{GC} \quad (10)$$

On U s'expressa en $\text{W/m}^2\text{K}$, \dot{Q} en KW la temperatura en $^\circ\text{C}$ i la pressió en bar.

Conegut aquest coeficient i l'àrea d'intercanvi del bescanviador podem obtenir la temperatura mitja logarítmica, amb la que obtindrem la temperatura d'evaporació del R1234yf.

$$\dot{Q} = U \times A \times \Delta T_{ln} \rightarrow \Delta T_{ln} = \frac{\dot{Q}}{U \times A} \quad (11)$$

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{sg} - T_{o,yf}) - (T_{SUB} - T_{o,yf})}{\ln \frac{T_{sg} - T_{o,yf}}{T_{SUB} - T_{o,yf}}} \quad (12)$$

D'on obtenim $T_{o,yf}$:

$$T_{o,yf} = \frac{T_{sg} - T_{SUB} \times e^{\frac{T_{sg} - T_{SUB}}{\Delta T_{ln}}}}{1 - e^{\frac{T_{sg} - T_{SUB}}{\Delta T_{ln}}}} \quad (13)$$

Considerant un intercanvi sense pèrdues al subcooler, tenim que tota la potència transmesa pel CO_2 arriba al R-1234yf, que s'evapora:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\text{CO}_2} (h_{sg} - h_{SUB}) = \dot{m}_{yf} (h_{o,yf} - h_{k,yf}) \quad (14)$$

5. Descripció del model

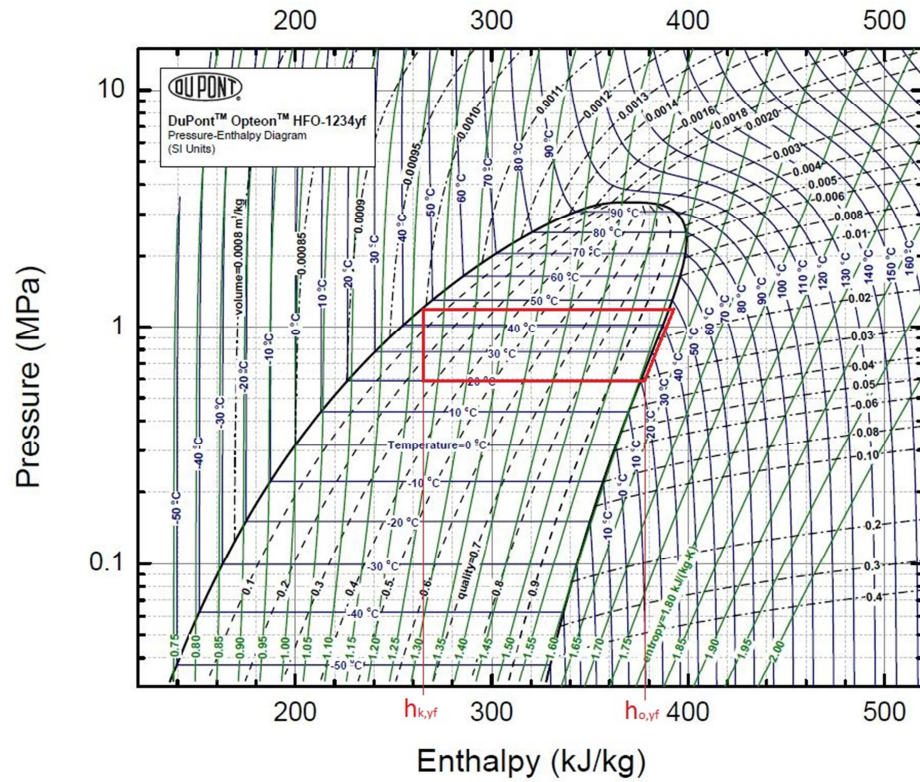


Fig. 30 – Diagrama del R-1234yf [20].

Ambdues entalpies son obtingudes a partir de $T_{o,yf}$ i $T_{k,yf}$ (conegudes). Gràcies a l'Equació (15) podem obtenir el cabdal del HFO.

$$\dot{m}_{yf} = \frac{\dot{Q}}{h_{o,yf} - h_{k,yf}} \quad (15)$$

Sent el cabdal màssic del HFO conegut i també les seves temperatures, es pot estudiar el comportament del compressor del mechanical subcooling. El rendiment volumètric d'aquest compressor està ajustat segons l'equació següent:

$$\eta_v = 0,8008 - 0,0402 \cdot \tau - 0,4201 \cdot v_{asp} \quad (16)$$

Com que es tracta d'un compressor de velocitat variable, el seu rendiment serà funció de la seva velocitat de gir:

5. Descripció del model

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{yf} \times v_{asp} \times 1450}{\dot{V}_G \times N} \quad (17)$$

D'aquesta manera, conegut el rendiment volumètric del compressor en funció de les característiques del cicle i coneixent les propietats i cabdal del fluid, podem determinar la velocitat de gir a la que deurà treballar aquest compressor a cada moment.

A partir de la modelització d'aquest compressor (Annex A) , coneixem també el rendiment global.

$$\eta_G = -0,0835 - 0,06 \cdot P_o + 0,0715 \cdot P_{dis} - 0,152 \cdot \tau + 9,3462 \cdot v_{asp} \quad (18)$$

Aquest rendiment ens determinarà la potència consumida:

$$\eta_G = \frac{\dot{m}_{yf} \times w_s}{P_c} \rightarrow P_c = \frac{\dot{m}_{yf} \times w_s}{\eta_G} \quad (19)$$

Sent w_s el treball isentròpic de compressió, definit com:

$$w_s = \Delta h_{if} = h_{asp} - h_{dis,s} \quad (20)$$

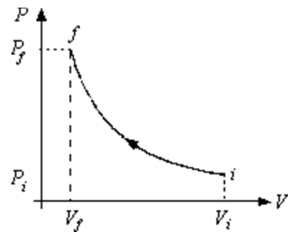


Fig. 31 - Compressió isentròpica en diagrama entròpic [21].

El rendiment pot ser expressat com és el quocient entre la potència frigorífica generada i la potència consumida. Aquest paràmetre serà diferent per a cada cicle.

$$COP = \frac{\dot{Q}}{P_c} \quad (21)$$

5. Descripció del model

5.1. Cicle sense MS

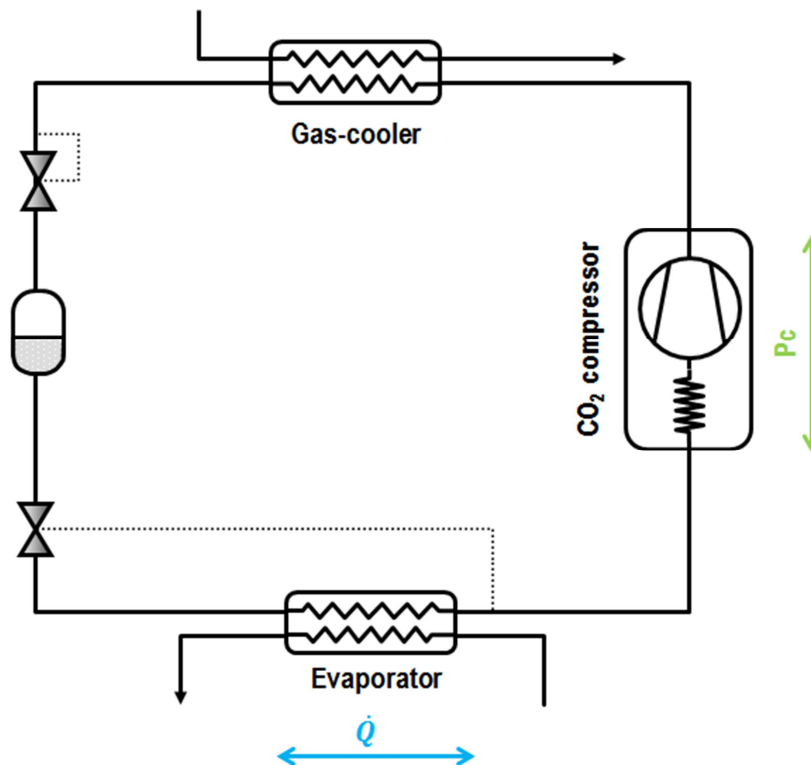


Fig. 32 – Esquema del cicle sense mechanical subcooling.

Al cicle sense el mechanical subcooling, la potència frigorífica generada \dot{Q} és la produïda a l'evaporador segons l'Equació (22) i la potència consumida correspon a la del compressor de CO₂.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{CO_2}(h_{o,o} - h_{SG}) \quad (22)$$

El rendiment del cicle queda expressat per l'Equació (23).

$$COP = \frac{\dot{m}_{CO_2}(h_{o,o} - h_{SG})}{P_{c,CO_2}} \quad (23)$$

5.2. Cicle amb MS

Introduint el mechanical subcooling, augmentem la potència frigorífica generada en funció del salt entàlpic introduït pel subrefredament, Equació (24), però la potència consumida

també augmenta ja que ara hi ha dos compressors en funcionament. El rendiment de la instal·lació està aleshores determinat per l'Equació (25).

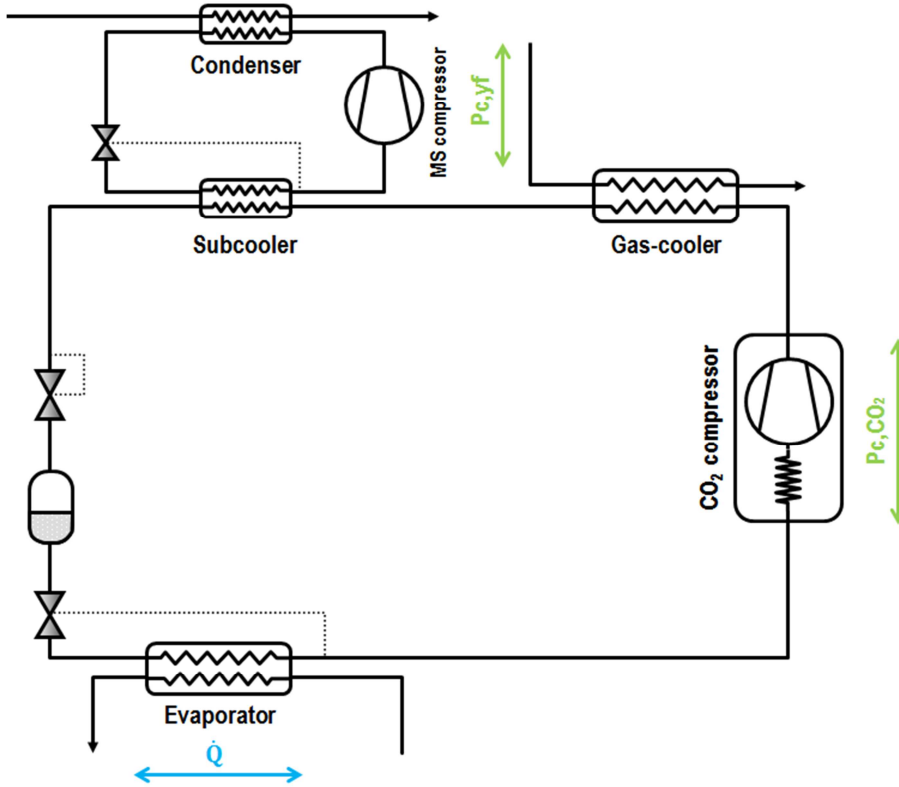


Fig. 33 - Esquema del cicle amb el mechanical subcooling.

$$\dot{Q}^* = \dot{Q} + \dot{m}_{CO_2}(h_{SG} - h_{SUB}) \quad (24)$$

$$COP^* = \frac{\dot{Q}^*}{P_c^*} = \frac{\dot{m}_{CO_2}(h_{o,o} - h_{SG}) + \dot{m}_{CO_2}(h_{SG} - h_{SUB})}{P_{c,CO_2} + P_{c,yf}} \quad (25)$$

Les variacions de capacitat frigorífica a causa del mechanical subcooling estaran representats per el percentatge de variació respecte a la potència generada en règim transcric, segons mostra l'equació (26), on (*) fa referència als termes amb MS.

$$\Delta\dot{Q}_o = \frac{\dot{Q}_o^* - \dot{Q}_o}{\dot{Q}_o} \times 100 \quad (26)$$

5. Descripció del model

L'augment del COP serà també representat com un percentatge de variació, tal i com mostra l'equació (27).

$$\Delta COP = \frac{COP^* - COP}{COP} \times 100 \quad (27)$$

6. Anàlisi teòric de la instal·lació

La utilització del cicle de mechanical subcooling és positiva si el rendiment de la instal·lació amb mechanical subcooling és major al rendiment de la instal·lació purament transcítica ($COP^* > COP$). Segons [9] açò es complirà sempre que els dos cicles tinguin la mateixa condició de dissipació. Això serà així, a igualtat de rendiments dels compressors, quan la temperatura d'evaporació del MS sigui més alta que la del cicle principal.

Per poder dur a terme un anàlisi complet de les millores introduïdes, aquests rendiments seran comparats en aquesta secció en relació amb el cicle sense mechanical subcooling. En un primer temps aquests anàlisis es realitzaran a partir dels resultats obtinguts per la simulació. Posteriorment els resultats seran comparats amb els obtinguts de manera experimental.

6.1. Condicions d'operació

En la Fig. 34 podem observar que per a unes mateixes condicions de treball, temperatura d'evaporació de -5°C i una temperatura ambient de 35°C , una augmentació del subrefredament suposa una augmentació del COP. Per a un subrefredament determinat, el COP varia en funció de la pressió que tenim al gas-cooler, passant sempre per un punt màxim, és a dir, un punt òptim de funcionament. Aquesta pressió òptima no és la mateixa per a tots els punts, sinó que canvia segons amb quin subrefredament treballem. Podem veure també que aquesta pressió es redueix a mesura que el grau de subrefredament augmenta.

Per a subrefredaments menuts, l'increment del COP i la reducció de la pressió òptima són més significatius que per a subrefredaments grans. Malgrat que les millores tendeixen a estabilitzar-se, un major subrefredament sempre suposa un major rendiment.

Un altre aspecte positiu que podem observar és que amb la introducció del subcooler es suavitza la caiguda del COP per a pressions inferiors a la òptima, amortint la caiguda de la potència a baixa pressió.

6. Anàlisi teòric de la instal·lació

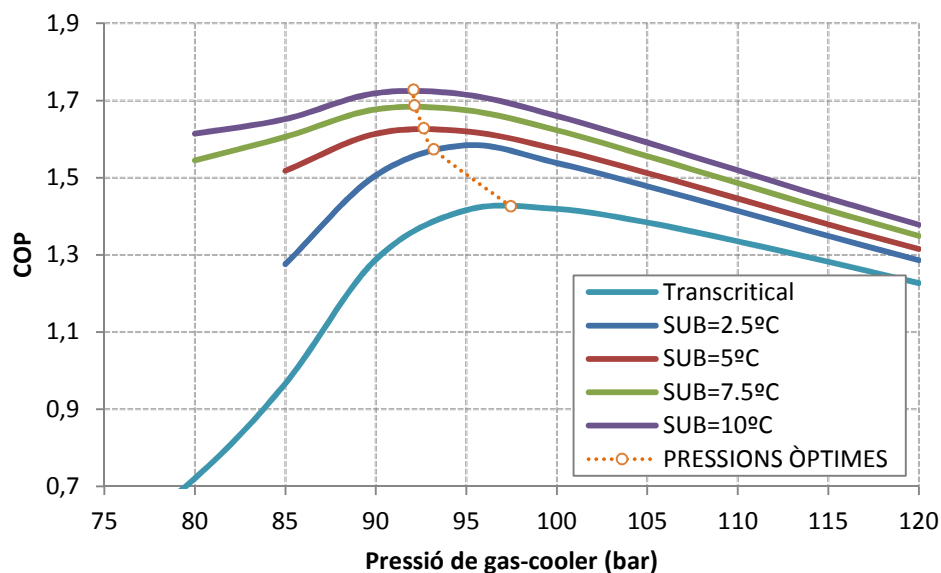


Fig. 34 - COP en funció de la pressió al gas-cooler per a diferents graus de subrefredament ($T_o=-5^{\circ}\text{C}$, $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$).

La capacitat frigorífica del sistema també es veu influenciada per la introducció d'aquest subrefredament. La Fig. 35 ens mostra com el increment de la capacitat, Equació (26), evoluciona en funció de la pressió de alta. Podem veure que per a un subrefredament de 2.5°C , la potència generada és incrementada en quasi un 45%. Per a subrefredaments més elevats, aquest increment suposa inclús més d'un 100%. Veiem també que els punts màxims es troben a pressions inferiors a la òptima, ja que per a aquestes pressions, la capacitat del cicle transcric és sofreix una forta caiguda i aleshores és el cicle de subrefredament qui genera la major part del efecte frigorífic.

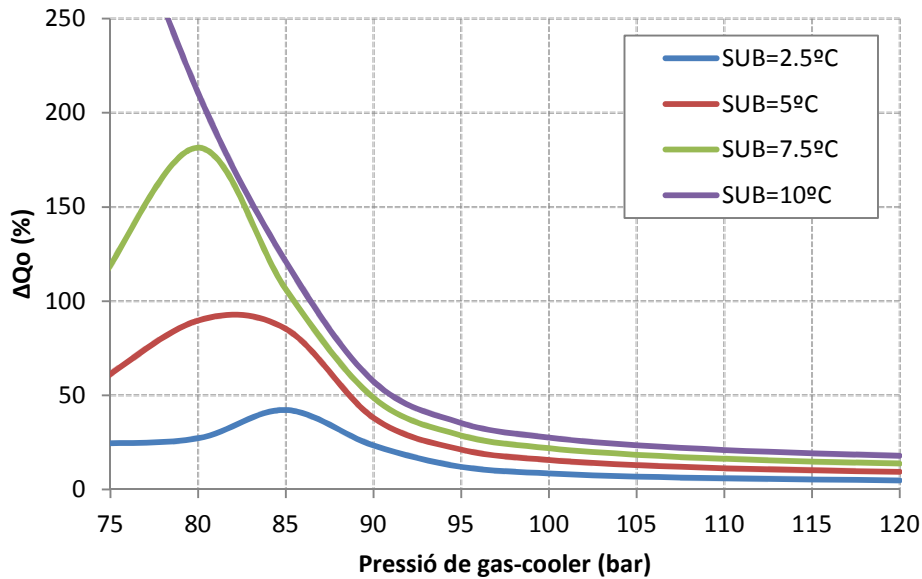


Fig. 35 – Increment de la capacitat calorífica en funció de la pressió al gas-cooler ($T_o=-5^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{amb}}=35^{\circ}\text{C}$).

Veiem llavors que existeixen condicions òptimes de funcionament per al cicle transcíric amb CO_2 , obtenint per a cada cas una pressió òptima. Per a cada subrefredament i temperatures ambient s'han determinat aquestes pressions (Annex A).

6.2. Millores introduïdes per el mechanical subcooling

Conegudes les pressions òptimes de treball d'aquest sistema, podem passar a avaluar les millores de rendiment introduïdes per aquest cicle dedicat de subrefredament del CO_2 . Estudiant el COP de la instal·lació en funció de la temperatura ambient com mostra la Fig. 36, podem analitzar l'efecte de refredar el diòxid de carboni a la sortida del gas-cooler. Considerem dos nivells d'evaporació, -5°C per a temperatures mitges i -15°C per a temperatures baixes. Les simulacions estan realitzades per al mateix sistema, abastant temperatures ambient de 25°C fins a 40°C , considerant diversos graus de subrefredament i també el rendiment de la instal·lació sense mechanical subcooling. Totes les dades representades en aquest gràfic han estat avaluades a la pressió òptima, que ha sigut determinada mitjançant un procediment de càlcul iteratiu.

6. Anàlisi teòric de la instal·lació

Com es pot observar en la Fig. 36, per a totes les temperatures ambient i per als dos nivells d'evaporació, la introducció del mechanical subcooling suposa un augment positiu del rendiment del cicle front al COP del sistema transcricic pur. Observem que per a un subrefredament de 2,5°C el salt de COP obtingut és més significatiu i que amb l'aplicació de més subrefredament (sempre en intervals de 2,5°C) aquest salt tendeix a reduir-se però sempre obtenim un COP més elevat quant més elevat sigui el subrefredament. Cal tenir en compte que no és convenient treballar a subrefredaments molt elevats ja que en les instal·lacions amb línies de distribució grans, aquest efecte es perdria per transmissió de calor amb l'ambient.

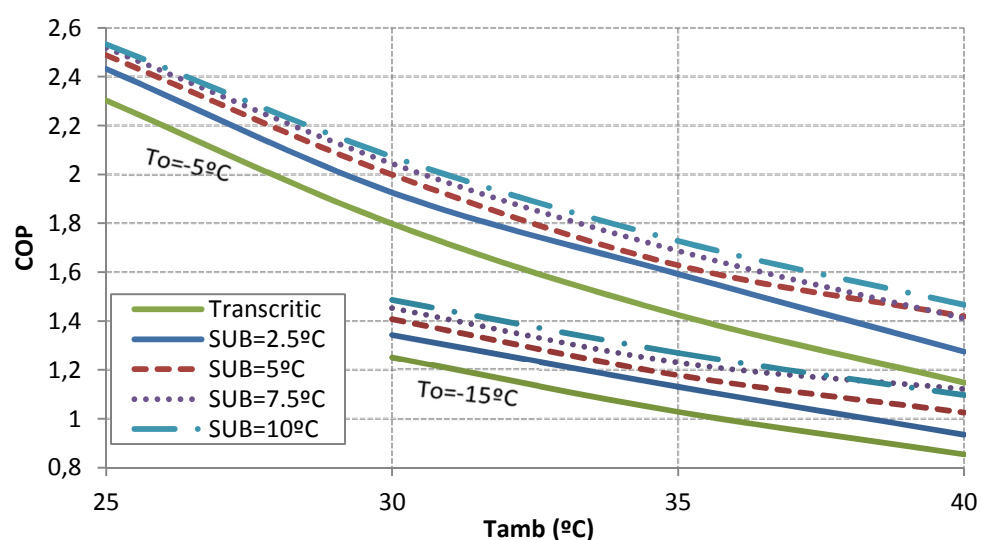


Fig. 36 – COP de la instal·lació transcricica i la transcricica amb MS en funció de la temperatura ambient.

Un altre fet remarcable que podem observar en aquesta representació és la superposició dels COP per als subrefredaments de 7,5°C i 10°C a una temperatura ambient de 40°C. Aquesta alteració de la tendència de les corbes de comportament es deguda a les inestabilitats que trobem en el CO_2 per damunt del punt crític. Aquesta zona en la que ens trobem quan la temperatura ambient és de 40°C (45°C a la sortida del gas-cooler) és el punt d'inflexió del diagrama. Amés, com es veu a la Fig. 8, la capacitat calorífica és molt variable a les regions pròximes al punt crític. En la Fig. 37, a la dreta del punt crític (sortida de gas-cooler), podem observar que per a subrefredaments majors, el salt entàlpic cada vegada és major però una vegada superat el punt crític, aquest salt d'entalpia comença a disminuir. Aquest fet provoca, que per a certes temperatures de sortida de gas-cooler, sigui més beneficiós un subrefredament més reduït. Per aquest cas ($T_{sg}=45^\circ\text{C}$), refredar el CO_2 7,5°C és més profitós que un subrefredament de 10°C.

6. Anàlisi teòric de la instal·lació

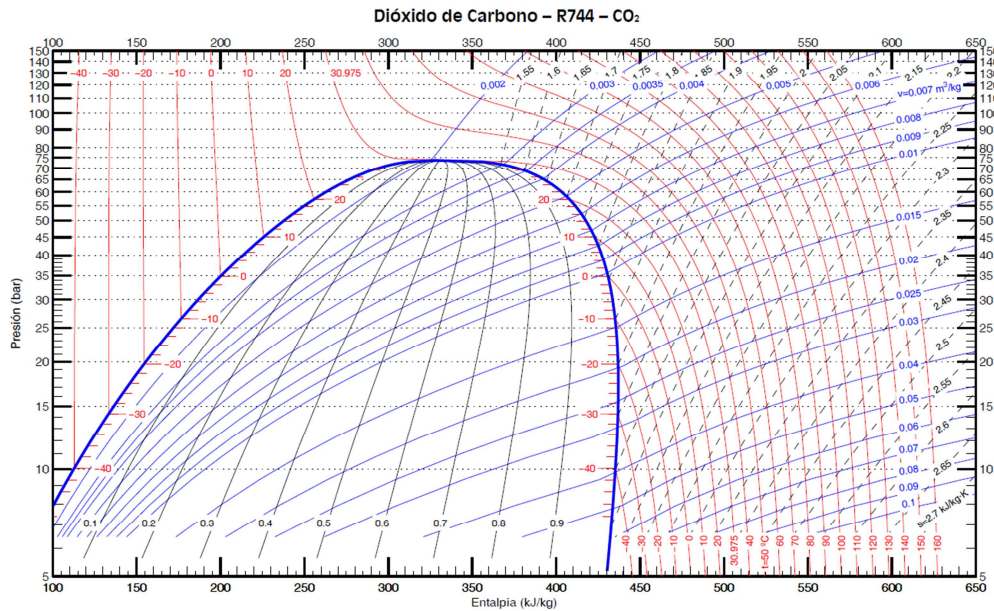


Fig. 37 – Diagrama entàlpic del diòxid de carboni [13].

6.3. Operació de la instal·lació

Durant l'estudi teòric s'han establert unes condicions: temperatura ambient fixa, nivell d'evaporació com a consigna i s'han avaluat els diferents subrefredaments. D'aquest estudi inicial s'ha pogut concloure que quant més subrefredem el CO₂, més beneficiós resulta. Aleshores convé que la màquina sigui operada als nivells de pressió òptims i amb el major subrefredament possible, ja que aquest vindrà limitat per el compressor del MS cycle.

Es tracta d'un compressor de velocitat variable, així que podem modificar la seva freqüència entre 30 Hz i 70 Hz (870 rpm < N < 2030 rpm), segons fabricant. Com mostra la Fig. 38, els punts de major subrefredament a les pressions òptims es troben dins dels límits de funcionament del compressor.

6. Anàlisi teòric de la instal·lació

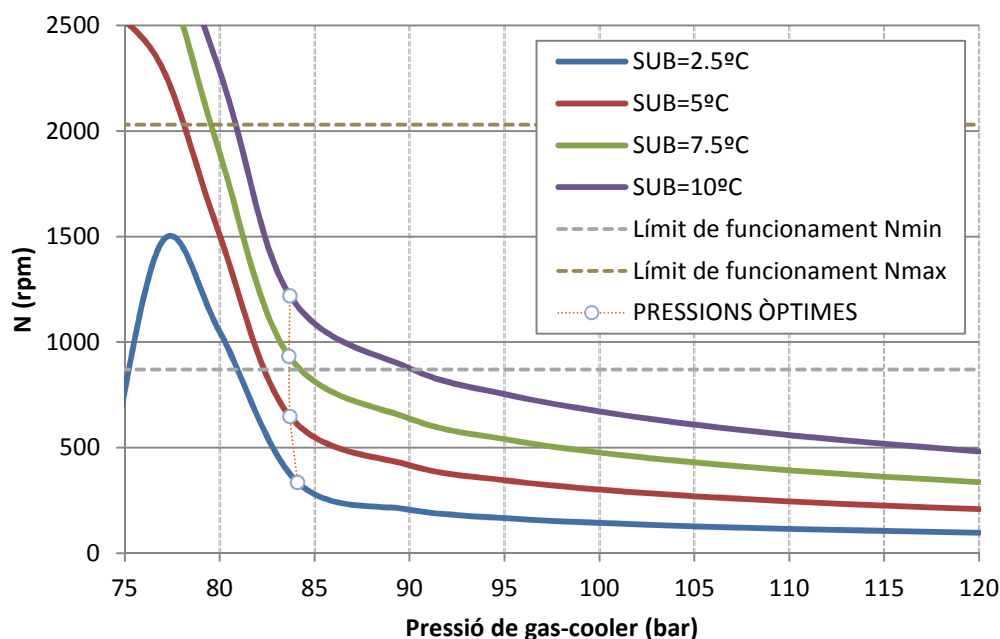


Fig. 38 – Límits de funcionament del compressor per a $T_{amb} = 30^{\circ}\text{C}$ i un nivell d'evaporació de -5°C .

Com que els majors subrefredaments impliquen majors millores i aquests punts es troben dins del rang de funcionament de la instal·lació, aquesta haurà de ser manipulada establint una velocitat de gir concreta, preferiblement la nominal, i produint sempre el major subrefredament possible.

6.4. Conclusions de l'estudi teòric

Gràcies a aquest primer estudi teòric, les principals modificacions del cicle transcric de CO_2 causades pel mechanical subcooling han sigut avaluades. Primerament, s'ha observat que l'ús del MS sempre resulta beneficiós, millorant capacitat frigorífica de la instal·lació i COP del cicle.

Les millores introduïdes són majors quant major siguin la temperatura d'evaporació i la temperatura ambient, i obtenim la major millora per als graus de subrefredament més alts, però estem limitats per la transmissió de calor a l'ambient.

7. Anàlisis experimental

En aquest apartat es presenta la descripció del cicle de mechanical subcooling que s'ha construït, així com els elements de mesura i sistemes d'adquisició utilitzats.

7.1. Descripció de la instal·lació

Per estudiar la introducció d'un subrefredament del CO₂ a la sortida del gas-cooler s'ha annexat un cicle de refrigeració a la màquina de CO₂ presentada a l'apartat 4.1. El cicle de subrefredament està compost per els elements seleccionats (apartat 4.4) i dispost segons mostra la Fig. 39.

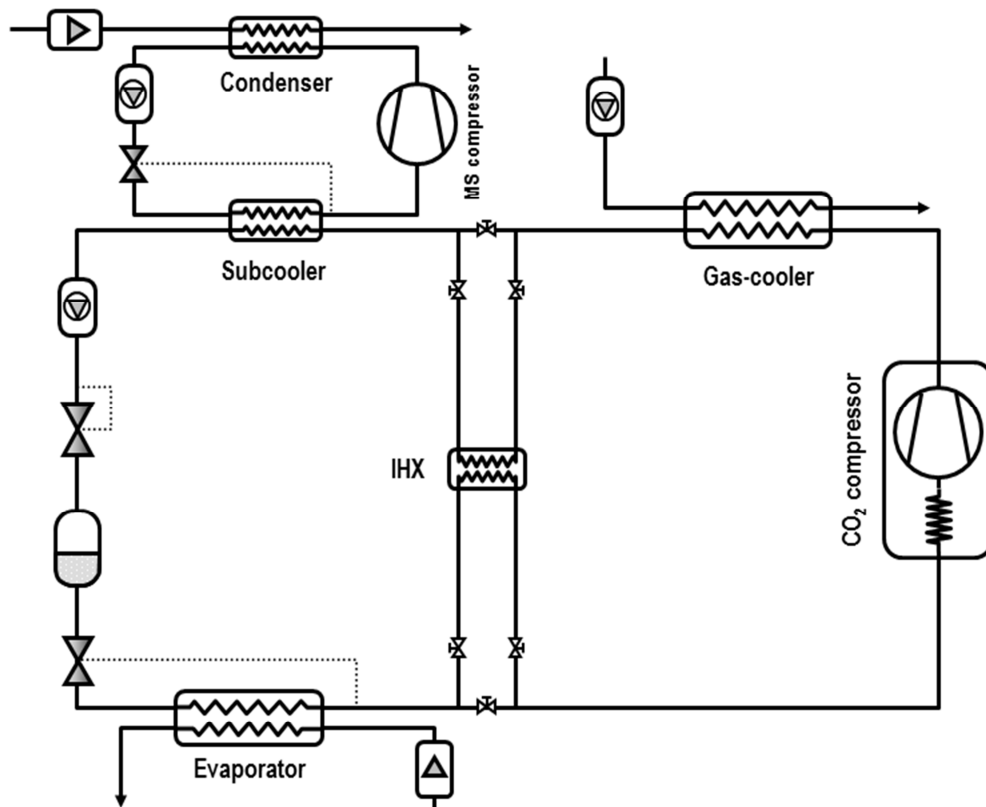


Fig. 39 – Esquema de la instal·lació.

7. Anàlisi experimental

A la sortida del gas-cooler es troba el subcooler, en sèrie, connectat al circuit a través de dues vàlvules que permeten realitzar un bypass si hi ha necessitat. Aquest subcooler està connectat al seu torn al cycle de subrefredament mecànic.

El fluid R1234yf que travessa el subcooler s'evapora i és aspirat pel compressor (Fig. 42). El conducte de descarrega arriba directament al condensador de tubs on el calor és dissipat gràcies a la circulació d'aigua a través dels tubs. Una volta el fluid està condensat, passa per la vàlvula de expansió per tornar de nou al evaporador-subcooler (Fig. 41).





SUBCOOLER/EVAPORADOR	Alfa Laval AXP14-40H-F	Tmin=-196°C / Tmax=225°C Pmax=152 bar 40 plaques Acer inoxidable	
COMPRESSOR	Bitzer 2KES-05Y 230/400V (40S)	0,5 CV To (ALTA/MITJA/BAIXA) 220-380/3/50Hz 4,06 m3/h	
VÀLVULES	Carel E2V14 / E2V05	Pmax 35 bars Tmin= -40°C / Tmax=65 °C 450mA corrent de fase	
CONDENSADOR	Bitzer K033N	Diametre exterior 108 mm 4 passos R134a 4,2 kg	

Fig. 40 – Components principals del MS.

7. Anàlisi experimental



Fig. 41 – Vàlvules d'expansió i subcooler.

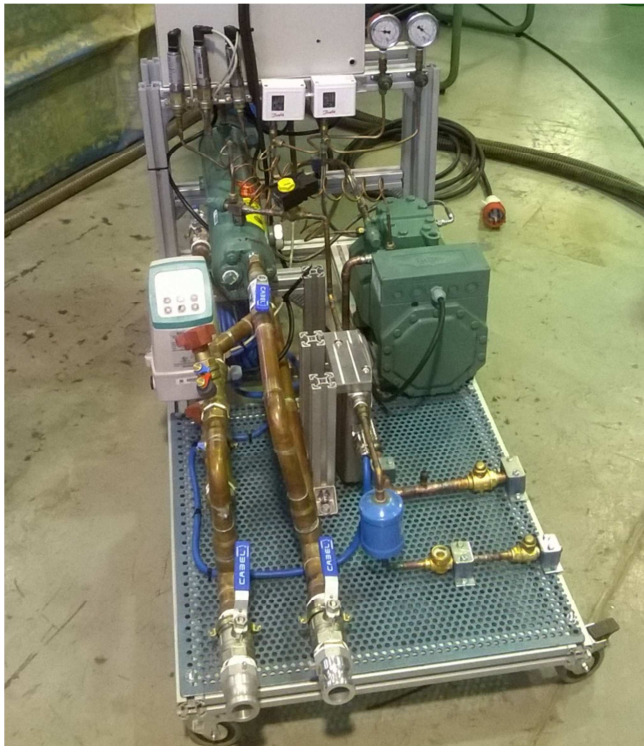


Fig. 42 – Bancada del MS amb compressor, condensador, quadre elèctric i sistema de dissipació.

7. Anàlisi experimental

La màquina de CO₂ disposa d'un bescanviador intermedi (IHX) però per a aquest estudi, les vàlvules de pas estaran tancades i aquest bescanviador no es farà servir.

El sistema és manipula gracies a la vàlvula back-pressure manual del cicle de CO₂ que ens permet regular la pressió de alta i amb els variadors de freqüència dels dos compressors.

Els sistema de dissipació esta compost de diversos circuits. A l'evaporador de CO₂ la potència és dissipada gràcies a una solució de tyfoxit-aigua al 84% en volum.

Se suposa que el condensador del MS i el gas-cooler deuen dissipar al mateix medi. En aquest cas és tracta d'aigua en circulació. La temperatura en ambdós bescanviadors ha de ser la mateixa així que l'aigua que prové del depòsit es bifurca per arribar als dos amb les mateixes condicions de temperatura.

El buit és realitzat als dos circuits, de CO₂ i de R1234yf, per posteriorment recarregar-los amb els fluids adients i així assegurar que no trobarem impureses en el nostre sistema. La càrrega introduïda al MS són 2,5 kg de R1234yf.

Tot el circuit està aïllat per evitar transferència de calor amb el medi ambient.

7.2. Sistema de mesura i adquisició de dades

Per poder obtenir dades experimentals per a l'estudi d'aquesta instal·lació és necessari comptar amb elements de mesura i adquisició de dades. D'una manera esquemàtica, la Fig. 43, mostra les etapes del procés d'adquisició de dades.

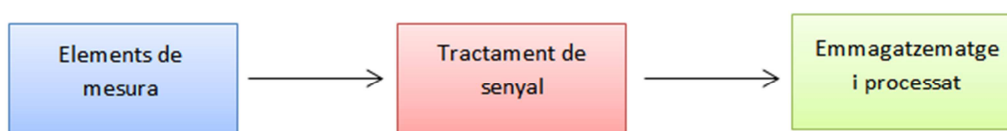


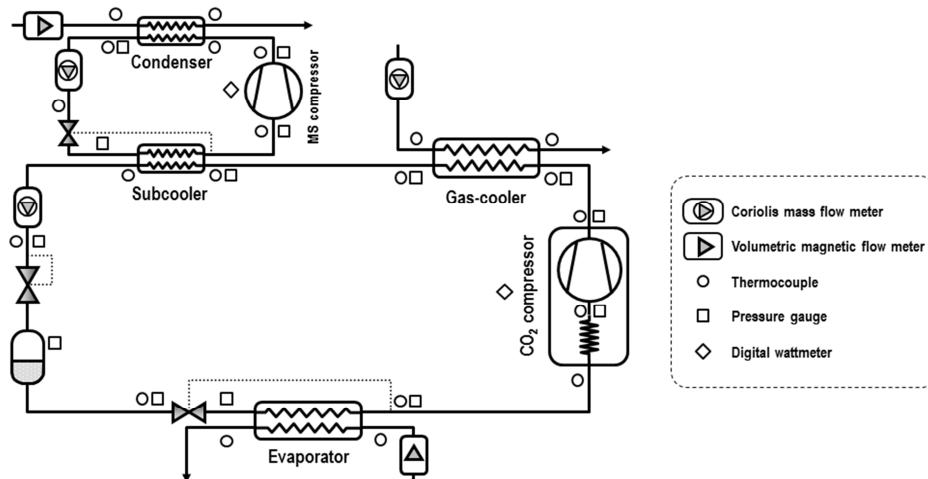
Fig. 43 – Esquema del sistema de mesura i adquisició de dades.

7.2.1. Elements de mesura

Les dades necessàries més importants per veure el comportament d'aquest cicle són la pressió i la temperatura de diferents punts. Per poder quantificar també el seu rendiment, és necessari mesurar la potència consumida. Ens interessa conèixer també el cabdal que circula per la instal·lació així com els cabdals d'aigua i glicol.

7. Anàlisi experimental

Per a mesurar la pressió a cada punt s'utilitzen sondes de pressió prèviament calibrades (Annex A). En el circuit de CO₂ hi ha 10 sondes i 4 al mechanical subcooling, disposades com mostra la Fig. 44.



La temperatura s'obté amb l'ajuda de termoparells de superfície (Annex A) i termoparells de baina. Com s'observa en la Fig. 44, hi ha 8 sondes al MS, 10 al circuit de CO₂, 1 que mesura la temperatura ambiental i dues a cada circuit de dissipació (en entrada i sortida del bescanviador).

Pel que fa a les potències, un wattímetre està instal·lat a cada compressor així com un indicador de la velocitat de rotació.

El sistema compta amb diversos cabalímetres: un Coriolis a la sortida del condensador del MS i un al cycle de CO₂ a la sortida del subcooler (Fig. 44). Tenim també un cabalímetre al circuit de glicol i dos al circuit d'aigua: a la sortida de depòsit i a l'entrada del gas-cooler, cosa que ens permet obtenir el cabdal d'aigua que arriba al condensador per diferència.

7.2.2. Sistema d'adquisició

Tots els elements de mesura envien senyals de corrent o de tensió. Aquestes senyals són tractades i convertides a valors de temperatura, pressió, cabdal i potència. El sistema d'adquisició és un SCXI-1000 de National Instruments i el programa utilitzat per a monitoritzar de dades és el LabVIEW, on s'han configurat prèviament els canals d'entrada (Annex F), s'han establert les relacions de transformació de la senyal i finalment es mostren les mesures a temps real.

7. Anàlisi experimental

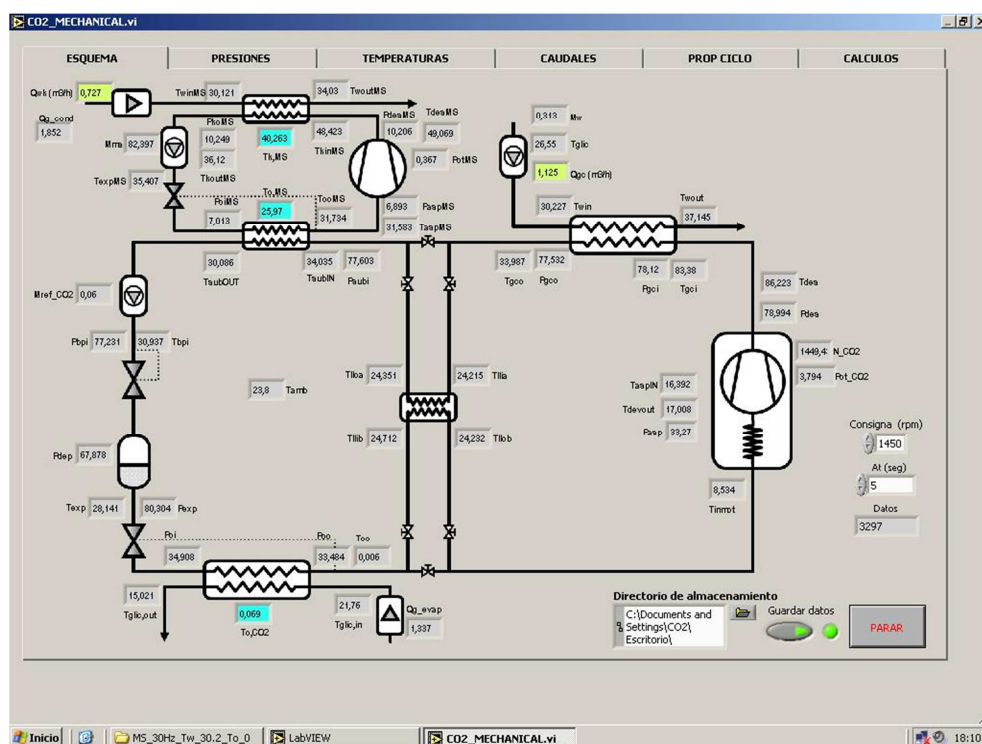


Fig. 45 – Sistema d'adquisició de dades (LabVIEW).

Aquest programa ens permet de guardar totes les mesures que ens siguin útils per poder analitzar-les després. Ens permet també fer una representació gràfica d'aquestes dades per veure com evolucionen i així facilitar la manipulació de la instal·lació. Podem per exemple dur un seguiment de l'evolució de les pressions com s'observa a la Fig. 46 o de les temperatures a la Fig. 47.

7. Anàlisi experimental

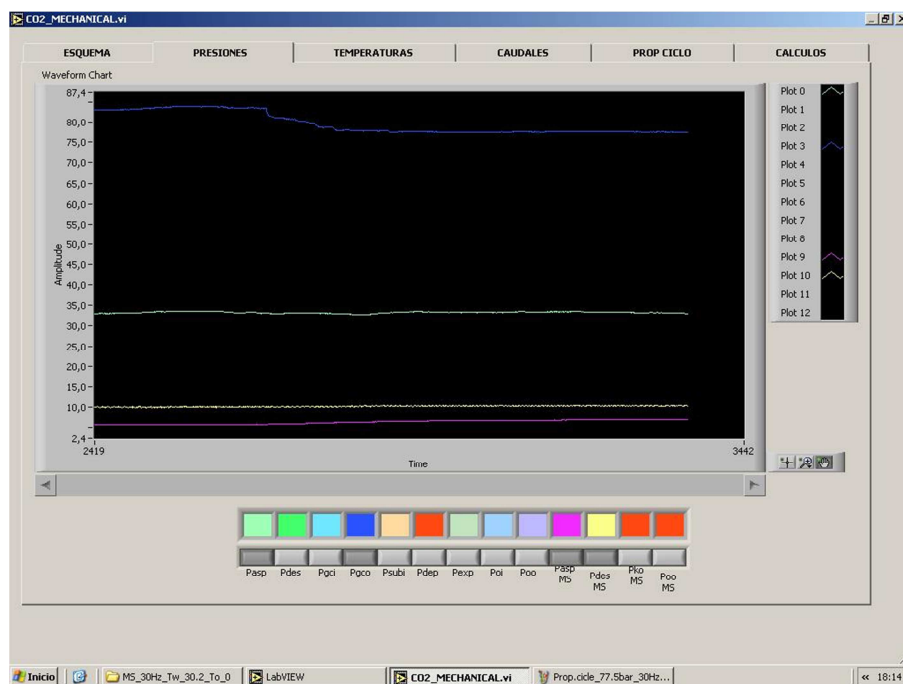


Fig. 46 – Representació de l'evolució de les pressions (LabVIEW).

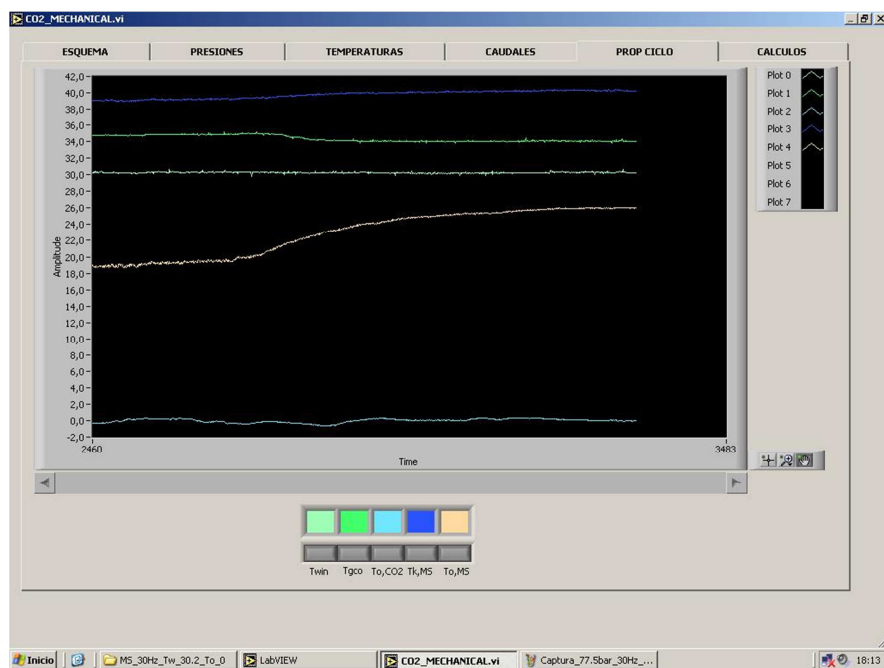


Fig. 47 - Representació de l'evolució de les temperatures (LabVIEW).

8. Assajos i anàlisis dels resultats experimentals

Una vegada la màquina està muntada i els sistemes de mesura i adquisició configurats es poden realitzar els primers assajos per conèixer el comportament real d'aquest sistema i corroborar els resultats dels estudis teòrics.

8.1. Metodologia d'assaig

Els assajos és realitzaran baix les següents condicions:

- Temperatura ambient constant, és a dir, temperatura d'arribada d'aigua al condensador i al gas-cooler fixa. Açò ens permetrà simular una mateixa font de dissipació per a tots els casos (condició externa).
- Nivell d'evaporació constant: temperatura d'evaporació del CO₂ fixa per simular sempre la mateixa condició (condició de cicle).

Per poder veure l'impacte del mechanical subcooling, primerament es realitzarà un assaig del sistema transcric pur, sense realitzar cap subrefredament. Aquest assaig és farà obtenint diversos punts en estacionari fent evolucionar la pressió al gas-cooler i mantenint tota la resta de condicions, admetent una màxima variació de $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$ en $T_{w,in}$ i $\pm 0,3^{\circ}\text{C}$ en T_o durant l'estacionari.

Aquest comportament serà comparat al del cicle complet, ara sí amb el MS, en les mateixes condicions i explorant el mateix rang de pressions. El MS serà estudiat per a dos casos diferents: amb el compressor treballant a velocitat nominal (50 Hz) i a una velocitat més reduïda (30Hz).

Aquest assaig és realitzarà a una temperatura ambient (temperatura d'enviament d'aigua) de 30°C i un nivell d'evaporació de 0°C . Per a que les dades siguin més precises cada assaig es realitzarà en règim estacionari, quan el sistema ja estigui estabilitzat. Cada punt serà la mitjana de 10 punts i a cada règim de funcionament tindrem 10 punts a les mateixes condicions. És a dir, per a cada estacionari recopilarem 100 punts de mesura, que corresponen a 15 minuts de funcionament estable del cicle.

8.2. Validació de mesures

Per comprovar que els elements de mesura mesuren correctament i dins d'un marge d'error acceptable, cal validar aquestes dades obtingudes. Per a açò, podem realitzar els balanços de carregues transmeses als diferents bescanviadors del sistema amb les potències transmeses als fluids exteriors al sistema. Podem validar les dades a l'evaporador de CO₂, al gas-cooler i al condensador de R1234yf.

8. Assajos i anàlisis dels resultats experimentals

Les dades recopilades i utilitzades per a fer aquesta validació és troben a l'annex A.

8.2.1. Validació de mesures a l'evaporador

Primerament, cal conèixer la potència transmesa a cada fluid en l'evaporador per posteriorment fer el balanç.

La potència transmesa per el CO₂ és:

$$\dot{Q}_{evap,CO_2} = \dot{m}_{CO_2}(h_{o,o} - h_{o,i}) \quad (28)$$

L'equació (29) mostra el càlcul de la potència dissipada pel glicol.

$$\dot{Q}_{evap,gli} = \dot{m}_{gli} \cdot C_{p,gli} \cdot (T_{gli,in} - T_{gli,out}) \quad (29)$$

Per que les mesures siguin acceptables, l'error no ha de ser superior a un 5%. Aquest error es calcula per diferencia d'ambdues potències segons l'equació (30).

$$Error (\%) = \frac{\dot{Q}_{evap,gli} - \dot{Q}_{evap,CO_2}}{\dot{Q}_{evap,CO_2}} \times 100 \quad (30)$$

La capacitat frigorífica del CO₂ esta representada en la Fig. 48 front a la del glicol. Podem observar que la majoria de punts es troben dins dels límits d'error d'un $\pm 5\%$. Observem només un primer punt que és troba allunyat dels límits. Aquest fet pot estar causat per un error de mesura a l'evaporador, ja que observem que la capacitat del CO₂ en aquest punt pareix ser molt menor a la del fluid secundari. La procedència d'aquest error serà estudiada en el futur. Aquest error és un fet aïllat ja que la resta de punts mostren un error feble i per tant aquestes mesures poden ser validades.

8. Assajos i anàlisis dels resultats experimentals

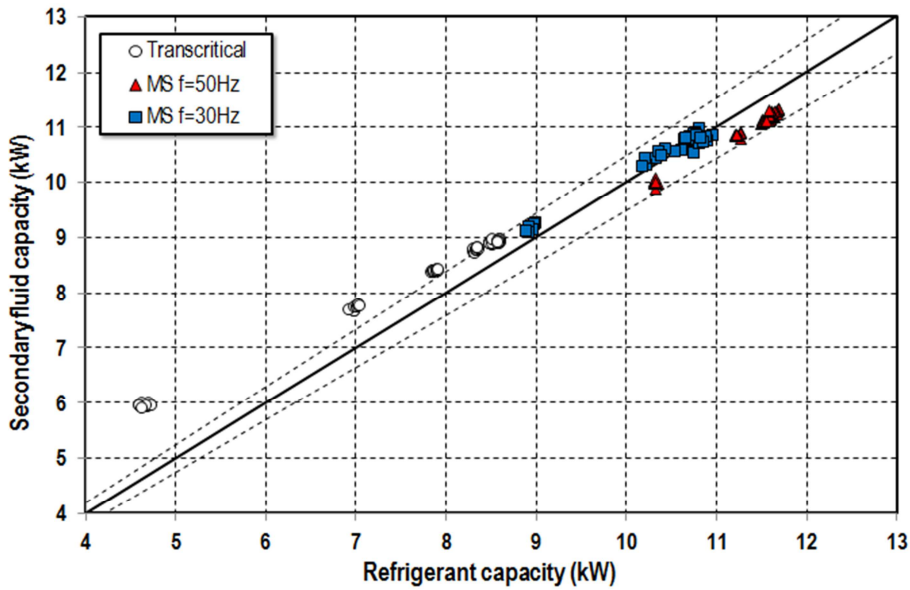


Fig. 48 – Capacitat frigorífica del CO₂ vs capacitat frigorífica del glicol.

8.2.2. Validació de mesures al gas-cooler

Al gas-cooler es du a terme la transferència de càrrega entre el diòxid de carboni en estat supercrític i l'aigua que circula pel bescanviador. L'aigua ha d'absorbir tota la potència emesa pel CO₂ ja que és un sistema aïllat sense pèrdues a l'exterior. La potència que transmet el CO₂ és l'expressada en l'equació (31) i la potència rebuda per l'aigua, l'equació (32).

$$\dot{Q}_{GC,CO_2} = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_{gc,i} - h_{gc,o}) \quad (31)$$

$$\dot{Q}_{GC,w} = \dot{m}_w \cdot c_{p_w} \cdot (T_{w,in} - T_{w,out}) \quad (32)$$

L'error de mesura comés al gas-cooler es calcula segons:

$$Error (\%) = \frac{\dot{Q}_{GC,w} - \dot{Q}_{GC,CO_2}}{\dot{Q}_{GC,CO_2}} \times 100 \quad (33)$$

La Fig. 49 mostra la capacitat frigorífica del diòxid de carboni front a la de l'aigua. Tots els punts han quedat dins dels límits a excepció d'un. Aquest error més gran és normal ja que aquests punts s'han assajat a un pressió molt propera al punt crític, zona d'inestabilitats, ja que en aquesta zona, una petita variació en la temperatura del CO₂, suposa un salt entàlpic molt gran, i per això l'error es magnifica.

8. Assajos i anàlisi dels resultats experimentals

La resta de punts presenten tots un error menor al 5%. Les mesures realitzades al gas-cooler són fiables, i per tant podem considerar les mesures com a vàlides, ja que els errors comesos al gas-cooler entren dins de la normalitat provocada pels instruments de mesura, o en el cas del punt aïllat, aquest error està justificat per les inestabilitats properes a la zona transcritical.

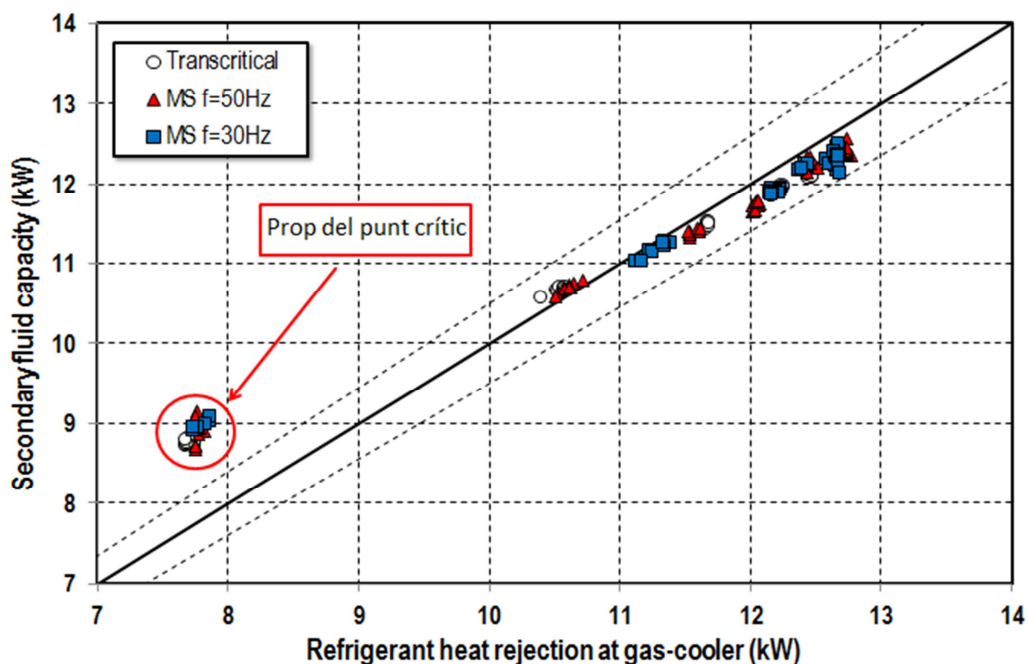


Fig. 49 – Capacitat frigorífica del CO₂ vs capacitat frigorífica de l'aigua al gas-cooler.

8.2.3. Validació de mesures al condensador

L'altre bescanviador on existeix un intercanvi amb el medi exterior és el condensador del mechanical subcooling. En aquest punt només podem avaluar les dades obtingudes per als assajos de 30Hz i 50Hz, ja que durant l'assaig en transcritical, el cicle de subrefredament no funciona.

En aquest cas és el R1234yf qui es condensa transmetent calor a l'aigua que simula la font de dissipació. Aquest fluid transmet la potència donada per l'equació (34).

$$\dot{Q}_{cond,yf} = \dot{m}_{yf}(h_{k,inMS} - h_{k,outMS}) \quad (34)$$

8. Assajos i anàlisis dels resultats experimentals

L'equació (35) representa la potència absorbida per l'aigua que circula pel condensador. Com a la resta de bescanviadors, l'error de mesura està representat per la diferència en el balanç d'ambdós fluids, tal i com mostra l'equació (36).

$$\dot{Q}_{cond,w} = \dot{m}_{w,MS} \cdot C_{p_{w,MS}} \cdot (T_{w,outMS} - T_{w,inMS}) \quad (35)$$

$$Error (\%) = \frac{\dot{Q}_{cond,w} - \dot{Q}_{cond,yf}}{\dot{Q}_{cond,yf}} \times 100 \quad (36)$$

Els errors de mesura al condensador representats en la Fig. 50 estan dintre dels límits establerts del $\pm 5\%$ i són tots acceptables.

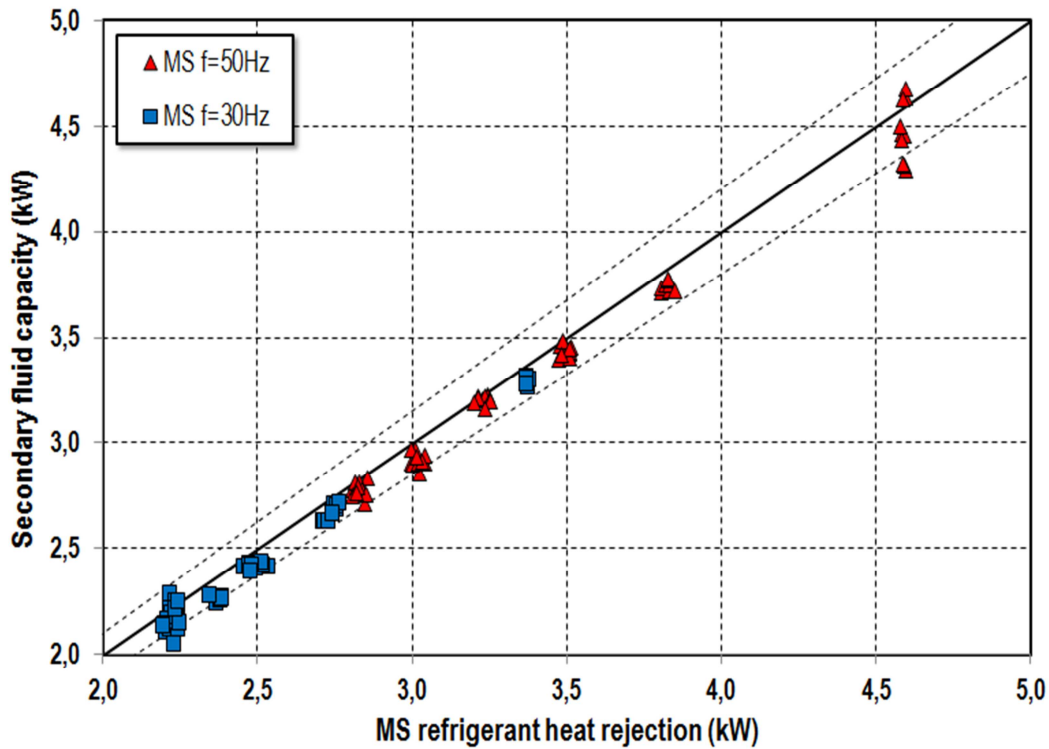


Fig. 50 – Capacitat frigorífica del R1234yf vs capacitat frigorífica de l'aigua al condensador.

La validació de mesures ens indica que els valors obtinguts als assajos són correctes i per tant aquestes dades poden ser utilitzades per realitzar els càlculs i procedir a l'anàlisi experimental de la instal·lació.

8. Assajos i anàlisis dels resultats experimentals

8.3. Resultats experimentals

En aquest apartat s'estudien els resultats experimentals (Annex A) causats per la introducció del mechanical subcooling en el cicle transcric de CO₂. Primerament, seran analitzats els principals paràmetres energètics del cicle. Després veurem l'impacte termodinàmic del subrefredament sobre el cicle transcric.

8.3.1. COP

Un dels paràmetres energètics més importants al estudiar la instal·lació és el seu rendiment. Aquest rendiment és comparat al de la màquina treballant en règim transcric pur. El COP és funció de la capacitat frigorífica i de la potència consumida per el compressor, com presenta l'equació (37).

$$COP_{trans} = \frac{\dot{Q}_o}{P_c} \quad (37)$$

Introduint el cicle de subrefredament, s'afegeix un altre compressor, així que hem de tenir en compte també aquesta potència consumida a l'hora de calcular el COP. Aleshores, per a calcular el COP del cicle quan utilitzem el MS cal considerar la potència consumida com mostra l'equació (38).

$$P_c = P_{c,CO_2} + P_{c,MS} \quad (38)$$

La Fig. 51 mostra el càlcul del COP obtingut a partir dels resultats experimentals per al cicle transcric i per al cicle amb MS a dos freqüències diferents. Com es pot observar, la introducció d'un subrefredament comporta tres aspectes positius per a la instal·lació.

El més evident és una augmentació del COP per a tots els punts de treball. Podem veure que per als dos règims de funcionament del MS, aquest augment és considerable i pràcticament idèntic. És per a les pressions més febles, menors a 85 bars, on trobem una diferència entre els dos casos: el COP del mechanical subcooling a 50Hz és lleugerament superior. Aquest fet està causat per la reducció de cabdal, que implica una reducció de la transmissió de calor (reducció del coeficient U) en el subcooler i per tant una reducció de la T_{o,MS}.

Observem que tant per a una freqüència del compressor de 30Hz com de 50Hz, arribem a augmentar aproximadament en un 22,8% el COP.

Un altre aspecte remarcable és l'atenuació de la caiguda del COP per a pressions baixes. Podem observar que en transcric el COP sofreix una forta disminució mentre que si tenim un subrefredament, aquesta reducció és molt menys important.

8. Assajos i anàlisis dels resultats experimentals

El darrer aspecte positiu, encara que més difícil a observar, és la reducció de la pressió òptima de treball, fet que ja s'havia observat de manera teòrica. En la corba transcritical podem observar un òptim, on tenim el màxim rendiment, entre 85 i 90 bars. Per a les corbes del COP amb el mechanical podem veure que aquest òptim es desplaça a l'esquerra. Per a 30Hz el tindriem entre 83 i 88 bars i per a 50Hz, entre 80 i 85 bars.

En resum, la introducció d'un subrefredament comporta un augment del COP, una reducció de la pressió òptima de treball i una atenuació de la caiguda del COP per a pressions inferiors a 85 bars, corroborant els resultats de la anàlisi teòrica presentada prèviament.

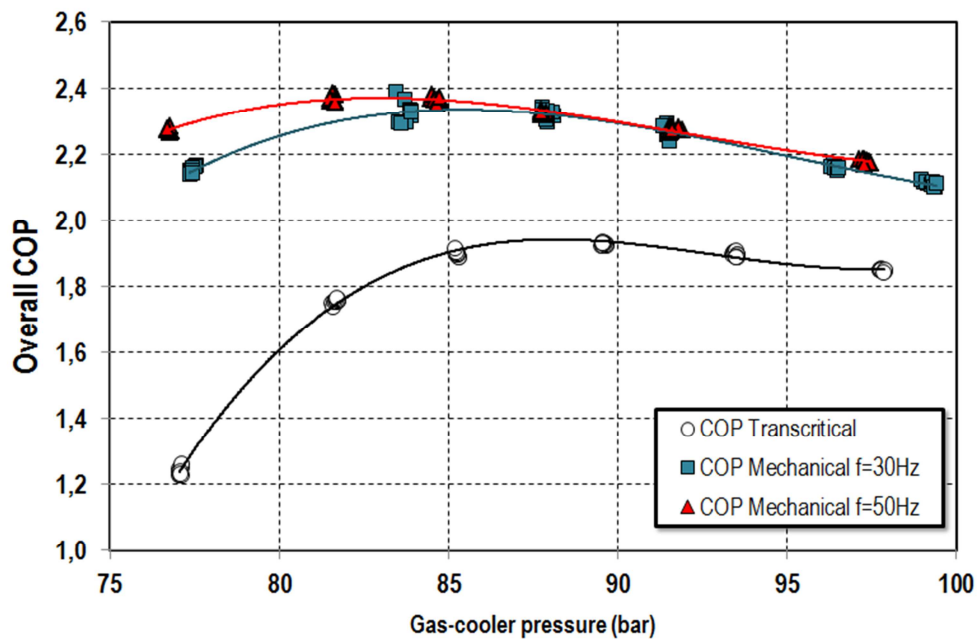


Fig. 51 – Evolució del COP en funció de la pressió al gas-cooler ($T_o=0^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{amb}}=30^{\circ}\text{C}$).

8.3.2. Capacitat frigorífica

Si bé el COP és un paràmetre important, la capacitat frigorífica del sistema és finalment el paràmetre que més ens interessa de la instal·lació, ja que aquesta ha de ser capaç de respondre a la demanda.

El subrefredament a la sortida del gas-cooler té com efecte l'augment del salt entàlpic a l'evaporador i la potència generada depèn directament d'aquest, com mostra l'equació (39).

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_{CO_2} \cdot (T_{o,o} - T_{o,i}) \quad (39)$$

8. Assajos i anàlisis dels resultats experimentals

La Fig. 52 representa la capacitat frigorífica del sistema en funció de la pressió al gas-cooler. La gràfica mostra la capacitat treballant a transcric i amb el mechanical subcooling, a 30Hz i a 50Hz. La capacitat frigorífica també es veu augmentada amb la introducció del MS. Veiem que l'augment és considerable i en aquest cas és superior quant major és la freqüència del MS. El COP resultava igual tant si treballàvem a 30Hz com a 50Hz, però la potència generada al evaporador és major ja que el subrefredament generat pel MS és major, i per tant el salt entàlpic que introduïm a l'evaporador també ho és.

Gràcies al mechanical subcooling augmentem la capacitat frigorífica del cicle de un 27,2 % treballant a 30Hz i de un 35,9 % en règim nominal respecte al transcric, comparant els punts màxims de cada corba.

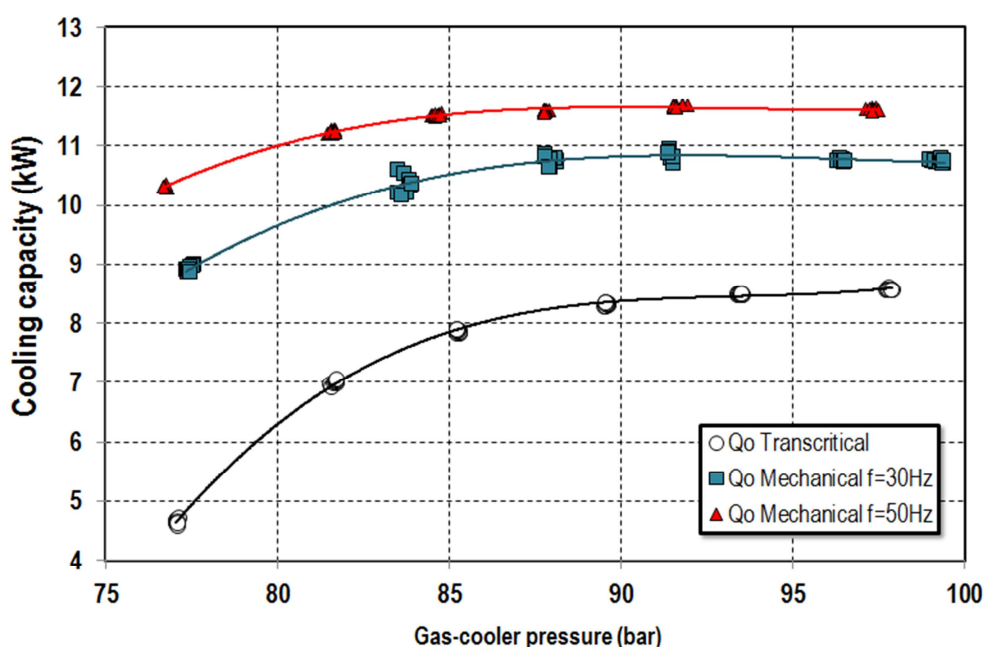


Fig. 52 – Evolució de la capacitat frigorífica en funció de la pressió al gas-cooler ($T_o=0^{\circ}\text{C}$, $T_{amb}=30^{\circ}\text{C}$).

Contràriament a altres millores que es poden realitzar al cicle del CO_2 transcric com seria l'ús d'un bescanviador intermedi [4], el subrefredament mecànic té un impacte positiu en els dos paràmetres energètics més importants del sistema. Aquesta millora augmenta tant el COP com la capacitat frigorífica, sense penalitzar cap dels dos, ja que no modifica les condicions d'aspiració del compressor.

8. Assajos i anàlisis dels resultats experimentals

Els resultats experimentals corroboren el resultats teòrics. Aquests no són comparables perquè són simulats baix diferents condicions: als teòrics es manté un grau de subrefredament i als experimentals, el grau de subrefredament ve donat pel règim de funcionament del compressor; però veiem les mateixes tendències: augment de COP i augment de potència frigorífica sempre quant major sigui el subrefredament (major sigui la freqüència).

8.3.3. Influència sobre el cicle

La Fig. 53 mostra el cicle termodinàmic del cicle transcric (en línia discontinua) i el cicle amb el MS a una freqüència de 50Hz (línia continua). Aquest dos cicles representen les dades experimentals teòriques obtingudes, per als punts òptims de pressió: 89 bars per al cicle transcric (Assaig E4, Annex A) i 81,63 per al MS (Assaig E2, Annex A).

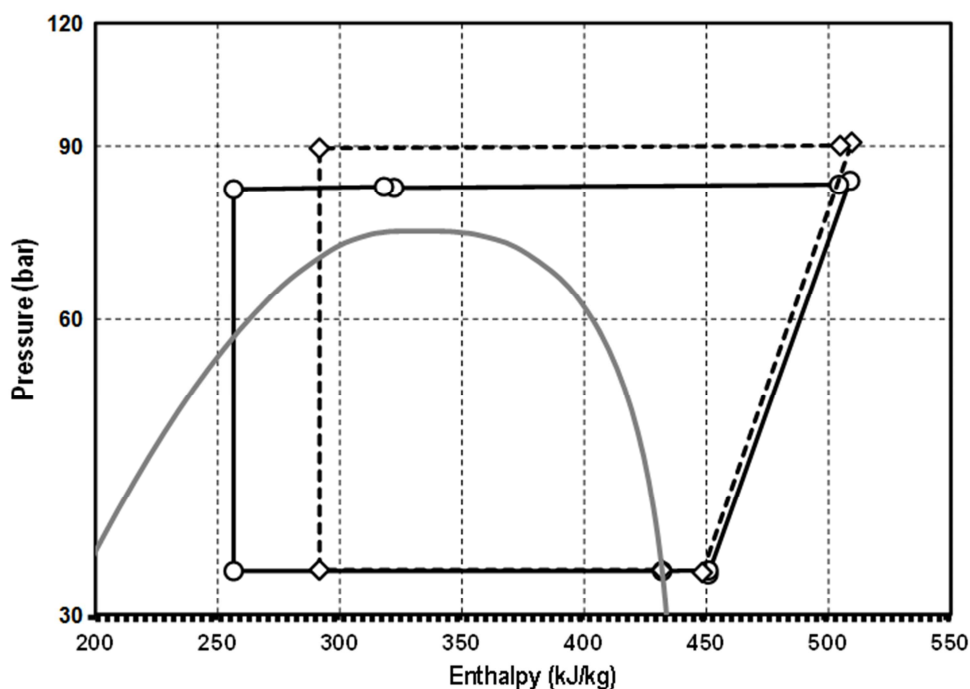


Fig. 53 – Diagrama P-h del cicle transcric i del cicle amb MS (50Hz) a pressions òptimes ($T_o=0^{\circ}\text{C}$, $T_{amb}=30^{\circ}\text{C}$).

L'augment del salt entàlpic a l'evaporador és el primer efecte que podem observar. El subrefredament desplaça l'expansió a l'esquerra del diagrama i el punt de sortida del gas-cooler es desplaça a la dreta. Aquest augment suposa per tant un augment de la capacitat

8. Assajos i anàlisi dels resultats experimentals

frigorífica. Podem observar també com la pressió al gas-cooler es redueix. Aquesta reducció implica un reducció de la taxa de compressió, que al seu torn exigeix un menor treball i permet augmentar el cabdal màssic trasbalsat pel compressor de CO₂. En la comparació d'aquests dos cicles, l'ús del mechanical subcooling ens permet reduir en un 5% el treball del compressor respecte al del cicle transcricític.

Aquests punts òptims són els nivells als que s'operaria la màquina. La Taula 1 mostra els paràmetres més importants dels dos punts de funcionament. En aquestes condicions és on trobem un major augment del COP, d'un 22,8%, amés, reduïm la pressió de gas-cooler en un 8,8% i la capacitat frigorífica augmenta un 34,9%.

	$P_{gc,opt}$ (bar)	Q_o (kW)	q_o (kJ·kg ⁻¹)	m_{CO_2} (kg·s ⁻¹)	x_v (%)	P_{c,CO_2} (kW)	$P_{c,MS}$ (kW)	COP (-)
Transcritical cycle	89.57	8.33	151.8	0.0573	40.6	4.32	-	1.93
Transcritical with MS at f =50Hz	81.60	11.24	191.7	0.0582	25.7	4.03	0.71	2.37
Variation (%)	-8.8	+34.9	+26.3	+1.6	-14.9	-6.7	-	+22.8

Taula 1 – Taula comparativa entre el cicle transcricític i el cicle amb MS a 50Hz.

Observem també que la reducció de pressió ens permet augmentar el cabdal de CO₂ (1,6%) i reduir la potència consumida al compressor de CO₂ (6,7%). Un altre aspecte remarcable és la forta reducció del títol de vapor a l'evaporador (14,9%) permetent un major intercanvi en aquest bescanviador.

8.4. Conclusió de la anàlisi experimental

En aquest projecte s'ha construït una màquina composta de dos cicles, un de CO₂ i un de subrefredament mecànic funcionant amb R1234yf. Es tracta d'una màquina totalment lliure de HFC.

Mitjançant balanços, s'ha comprovat que el errors de mesura estan dins del rang habitual del $\pm 5\%$ i per tant les dades experimentals són fiables.

Finalment, s'ha comprovat que el comportament d'aquest cicle segueix les mateixes tendències que ens mostraven els resultats teòrics, augmentat COP i capacitat frigorífica i reduint pressió òptima.

9. Viabilitat del sistema

Si bé és cert que per a temperatures ambientals elevades l'ús del mechanical subcooling ens proporciona un augment de COP i de la potència generada, un sistema frigorífic ha de funcionar durant períodes de temps on la temperatura ambiental variarà al llarg del temps.

Per analitzar la viabilitat d'aquest sistema s'estudiarà el cas concret de tres ciutats en un termini d'un any, veient com evoluciona el seu rendiment per a dos supostos diferents en funció de la temperatura ambiental.

9.1. Refrigeració comercial

Els sistemes de refrigeració comercial típics d'un supermercat a mitja temperatura (temperatura de producte $\approx 1-2^{\circ}\text{C}$) estan instal·lats a l'interior de locals comercials on la temperatura interior és constant ja que el local està climatitzat. Com que aquesta temperatura és estable, la càrrega demandada a l'equip frigorífic és també constant. La Fig. 54 ens mostra un esquema d'aquest cas d'estudi.

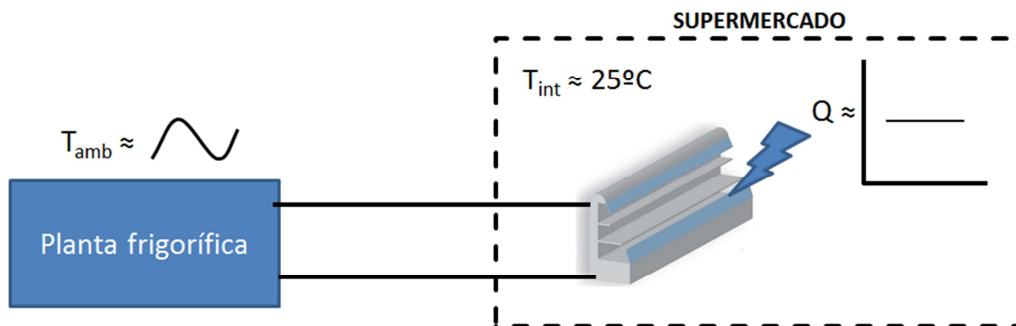


Fig. 54 – Esquema simplificat del supost d'un supermercat.

Tenim aleshores que per a una aplicació de refrigeració comercial:

- La càrrega és constant, per tant el nivell d'evaporació és sempre el mateix.
- La temperatura exterior (font de dissipació) varia en funció de l'any.

El COP de la instal·lació, variable en funció de la temperatura ambiental, i la càrrega requerida defineixen la potència consumida segons presenta l'equació (40).

9. Viabilitat del sistema

$$P_c = \frac{Q_o}{COP} \quad (40)$$

Com que la càrrega és constant, la potència consumida serà menor quant major sigui el COP. L'augment del COP suposa aleshores una reducció del consum. El COP, i per tant el consum, seran avaluats en funció de la temperatura ambient, determinada pels BINS de temperatura [22] seguint la recomanació de la ANSI / ASHRAE Standard I40-2007 .

La temperatura ambient es pot calcular per a un període de temps a partir de les bases de dades climatològiques de la ubicació corresponent utilitzant l'any meteorològic tipus. La Taula 2 **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** representa el nombre d'hores que s'ha donat una determinada temperatura en un any tipus per a les ciutats de Castelló de la Plana, A Coruña i Sevilla, per així avaluar una localització càlida, una freda i una intermèdia. Tenim certes temperatures mitges (T BIN) i les hores que aquesta temperatura té lloc al llarg de l'any en cada ciutat.

Tmin_BIN (°C)	Tmax_BIN (°C)	Tm bin (°C)	HORES		
			ESP_Castelló	ESP_Sevilla	ESP_A Coruña
-10,00	-7,33	-8,67	0	0	0
-7,33	-4,67	-6,00	0	0	0
-4,67	-2,00	-3,33	0	0	0
-2,00	0,67	-0,67	0	0	0
0,67	3,33	2,00	0	0	0
3,33	6,00	4,67	872	695	295
6,00	8,67	7,33	1211	1148	2088
8,67	11,33	10,00	1031	937	2125
11,33	14,00	12,67	1375	1159	2014
14,00	16,67	15,33	1176	1148	1320
16,67	19,33	18,00	1256	1192	794
19,33	22,00	20,67	829	765	124
22,00	24,67	23,33	547	676	0
24,67	27,33	26,00	463	274	0
27,33	30,00	28,67	0	766	0

Taula 2 – T BINS de Castelló, Sevilla i A Coruña.

La Fig. 55 representa la distribució de les hores d'un any tipus per a cada localitat en funció de la temperatura BIN. Podem observar que A Coruña concentra més hores a temperatures més baixes i que Sevilla presenta un nombre d'hores important a temperatures altes.

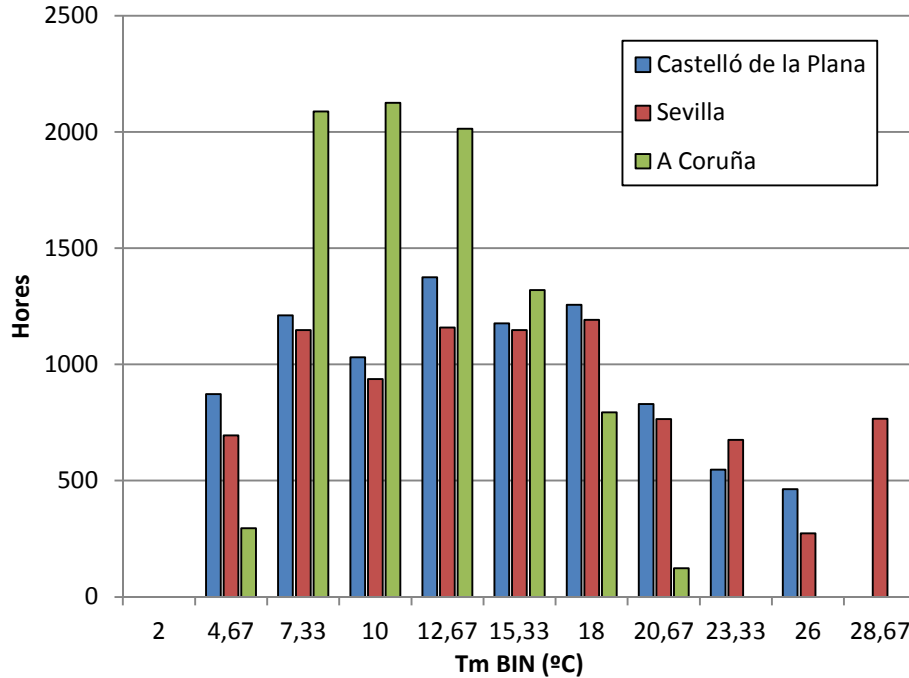


Fig. 55 – Nombre d’hores per a cada temperatura BIN.

Aquest estudi serà simulat per a la màquina construïda. Per a aquesta aplicació considerem una càrrega constant de 8 kW. Com que es desitja aplicar per a refrigeració, el nivell d’evaporació escollit és de -5°C. Com que totes les condicions de treball són fixes, el COP només és funció de la temperatura ambient, com s’expressa a les equacions (41) i (42), que s’han obtingut de la anàlisi teòrica considerant un grau de subrefredament de 10°C.

$$COP_{trans} = -0,000082461 \cdot T_{amb}^3 + 0,0023493 \cdot T_{amb}^2 - 0,057137 \cdot T_{amb} + 3,5555 \quad (41)$$

$$COP_{MS} = -0,00099814 \cdot T_{amb}^2 - 0,018174 \cdot T_{amb} + 3,5725 \quad (42)$$

Coneixent el COP, coneixem la potència consumida. Com que també coneixem el nombre d’hores durant les quals el sistema consumeix aquesta potència, podem obtenir l’energia consumida gràcies a l’equació (43).

$$E = P_c \times h_{BIN} \quad (43)$$

L’energia consumida és diferent per al cicle transcric i per al cicle amb mechanical subcooling. Per poder conèixer el estalvi de consum energètic entre els dos casos cal fer servir l’equació (44).

9. Viabilitat del sistema

$$\text{Estalvi energètic (\%)} = \frac{E_{MS} - E_{trans}}{E_{trans}} \times 100 \quad (44)$$

La Taula 3 mostra l'estalvi per a cadascuna de les ciutats estudiades en funció dels BINS de temperatura. Podem observar, com s'ha esmentat anteriorment, que l'ús del MS sempre és beneficiós. Els valors presentats són els representats a la Fig. 56.

Estalvi energètic (%)			
Tm bin (°C)	Castelló	Sevilla	A Coruña
2,00	-	-	-
4,67	4,32	4,32	4,32
7,33	4,70	4,70	4,70
10,00	4,59	4,59	4,59
12,67	4,25	4,25	4,25
15,33	3,95	3,95	3,95
18,00	4,04	4,04	4,04
20,67	4,91	4,91	4,91
23,33	7,11	7,11	-
26,00	11,37	11,37	-
28,67	-	18,77	-

Taula 3 – Estalvi energètic (%) per a Castelló, Sevilla i A Coruña.

Sent l'efecte sempre positiu, observem en Fig. 56 que és a partir de 23°C ambient quan esdevé més beneficiós, obtenint reduccions de consum molt més importants. També observem que és molt més adient instal·lar-lo per a climes més càlids ja que el nombre d'hores a temperatures elevades és més alt. És per això, que a A Coruña no observem aquest efecte, ja que totes les hores es concentren en les temperatures baixes, no obstant, seguiria sent una millora a considerar donat l'important estalvi energètic que s'aconsegueix.

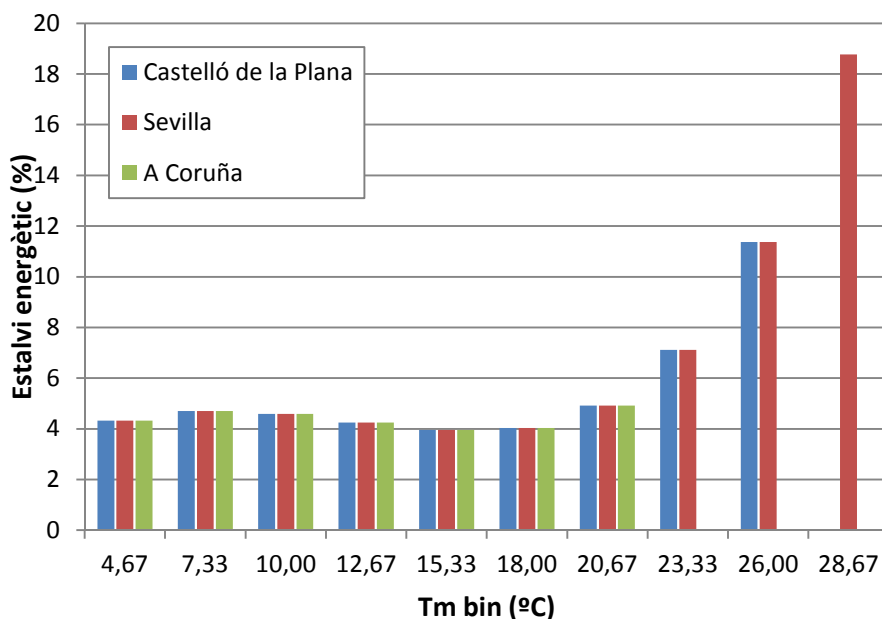


Fig. 56 – Estalvi energètic en funció de la temperatura BIN per a una càrrega constant.

Al llarg de l'any, aquesta millora suposaria una reducció del consum energètic d'un 4,38% per a A Coruña, un 5,08% per a Castelló de la Plana i un 6,85% per a Sevilla, estalvi no menyspreable, tal i com mostra la Fig. 57.

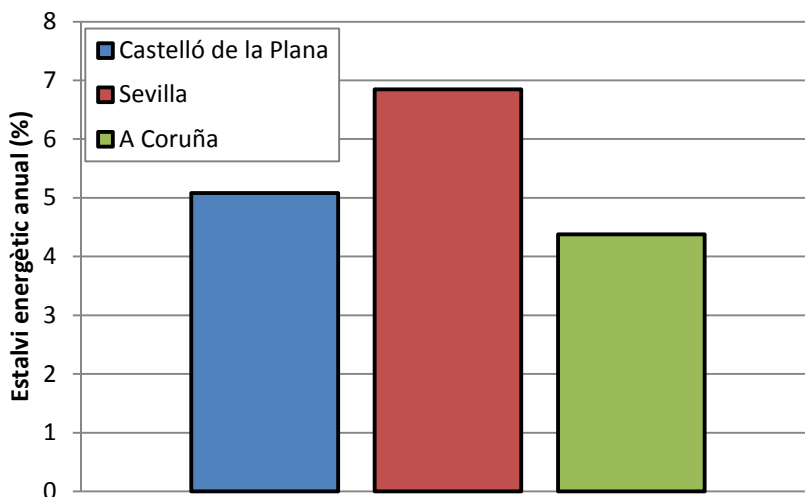


Fig. 57 – Estalvi energètic anual per a una càrrega constant.

9. Viabilitat del sistema

Un supermercat tipus, que disposi d'un sistema de CO₂ transcricic pot instal·lar un sistema de subrefredament mecànic. Un supermercat d'uns 1500m², té una demanda d'uns 85 kW per als expositors de mitjana temperatura (T_o=-5°C). L'estudi realitzat és per tant aplicable a un cas real.

Un supermercat d'aquestes dimensions podria estalviar-se entre un 4% i un 7% de consum, segons la localització d'aquest, amb la instal·lació d'un equip de subrefredament.

L'impacte econòmic d'aquesta millora és més difícil d'avaluar. La disminució del consum d'energia és proporcional a la demanda frigorífica però cal tenir en compte també el cost de la instal·lació.

No és possible calcular aquest cost ja que una instal·lació de deu vegades més potència que la instal·lació amb la qual s'ha realitzat aquest estudi, no és deu vegades més cara. Amés, com que el MS augmenta també la potència frigorífica del sistema, la instal·lació de CO₂ es podria reduir.

L'estalvi econòmic no és quantificable amb les dades conegudes, però, en tots els casos, la implantació d'aquest cicle dedicat ens permet reduir el consum i les emissions i per tant es pot concloure que la seva implantació seria positiva.

9.2. Refrigeració industrial

Una càmera frigorífica utilitzada per mantenir a una certa temperatura els aliments està condicionada per l'ambient, és a dir, a diferència d'un supermercat, la càrrega demandada és variable, segons mostra la Fig. 58.

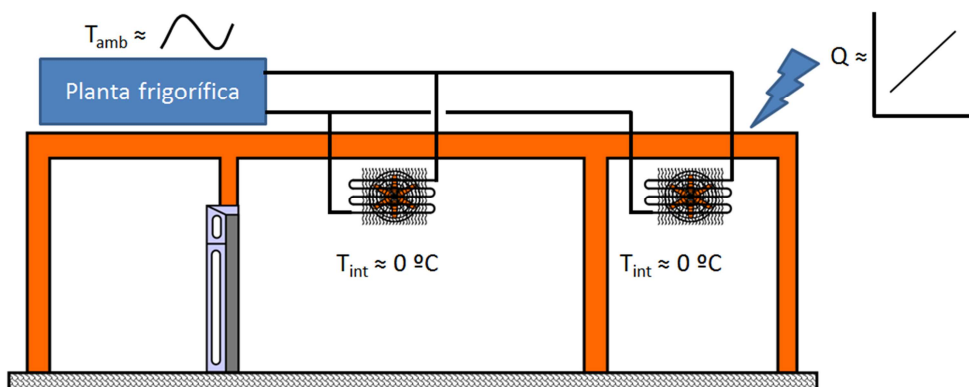


Fig. 58 – Esquema simplificat d'una càmera frigorífica.

9. Viabilitat del sistema

La demanda de càrrega és funció de la temperatura ambient (equació (45)). Quant més elevada sigui aquesta, major potència frigorífica serà necessària per mantenir la temperatura de consigna. Aquesta demanda s'ha determinat suposant una demanda mínima, de 1 kW, quan la temperatura ambient sigui de 2°C i una demanda màxima, 16 kW, per a 40°C ambient.

$$\dot{Q} = 0,395 \cdot T_{amb} + 0,21 \quad (45)$$

Suposem el mateix nivell d'evaporació que anteriorment ($T_o = -5^\circ\text{C}$) per a les mateixes ciutats, de manera que el COP serà només funció de la temperatura ambient, però com que la càrrega no és constant, la potència consumida (equació (40)) variarà segons varien el COP i la càrrega.

Utilitzant els mateixos BIN de temperatura que en el cas anterior, trobem que l'estalvi és major ja que ens els períodes de major temperatura, on l'increment del COP per respecte al transcric és major, la càrrega demandada també és major.

L'estalvi per a cada rang de temperatura és el mateix que el presentat en el cas anterior ja que l'increment de COP és igual i la càrrega augmenta igual per als dos: transcric i MS.

On observem un canvi és en l'estalvi anual ja que ara és té en compte tot el conjunt i no temperatura per temperatura. Al llarg de l'any, aquesta millora suposa una reducció del consum energètic i de les emissions d'un 4,32% per a A Coruña, un 5,52% per a Castelló de la Plana i un 8,32% per a Sevilla, estalvi no menyspreable.

Observem que per a A Coruña l'estalvi fins i tot es redueix degut a les febles càrregues requerides a les baixes temperatures. Castelló incrementa un poc l'estalvi respecte a l'aplicació amb demanda constant ja que comença a presentar un nombre important d'hores a altes temperatures. Per la seva part, Sevilla obté un fort increment en l'estalvi anual, ja que la càrrega demandada a 28,67°C és molt elevada i durant l'any aquesta temperatura es dona durant un nombre important d'hores.

9. Viabilitat del sistema

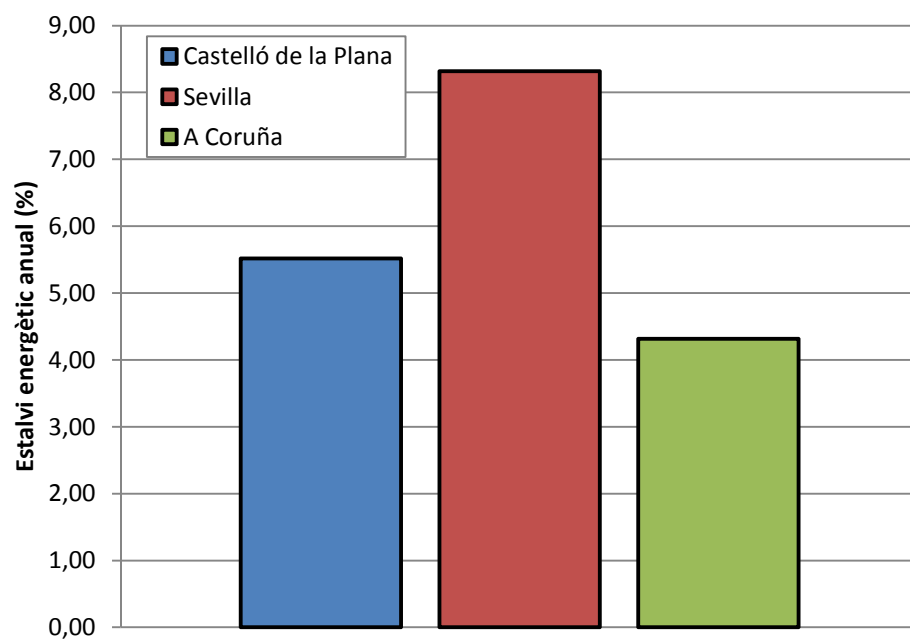


Fig. 59 – Estalvi energètic anual per a una càrrega variable.

10. Conclusions

En aquest projecte, partint d'un estudi termodinàmic teòric d'un cicle de MS aplicat a un cicle transcítric, s'ha realitzat el dimensionament d'un cicle MS real per a una instal·lació de CO₂ existent, s'ha construït aquesta màquina i s'han fet les primeres mesures experimentals. També s'ha estudiat la viabilitat del sistema per a dues aplicacions diferents.

Tant els estudis teòrics com els experimentals han mostrat que subrefredat el CO₂ transcítric a la sortida del gas-cooler aporta millores energètiques al sistema. El COP total de la instal·lació augmenta fins a quasi un 23 % i la capacitat frigorífica del cicle un 36 % en règim nominal, comprovant així que les tendències obtingudes amb el model teòric es segueixen també en l'estudi experimental.

També hem vist que la introducció del cicle MS ens permet reduir les pressions òptimes de treball, permetent-nos treballar en condicions de major seguretat.

Resulta interessant també el mode d'operació del sistema, ja que el més convenient és treballar a velocitat de gir del compressor constant per garantir el màxim subrefredament possible i aleshores no necessita una regulació constant, com és el cas d'altres sistemes com el CO₂ en cascada [23].

L'objectiu d'aquest sistema era permetre de baixar l'equador que marca l'ús dels sistemes de CO₂ transcítrics en Europa. L'estudi realitzat per a les diferents localitats espanyoles (apartat 9) ens mostra que aquest fet és possible. Les millores introduïdes ens permeten instal·lar cicles transcítrics per baix d'aquest equador (com seria el cas de Sevilla). L'estalvi resulta important i a més el MS ens permet utilitzar aquest sistema durant els mesos més calorosos, evitant les fortes caigudes de càrrega que es produïen abans amb els cicles transcítrics.

El punt negatiu de la instal·lació d'un mechanical subcooling és el cost afegit de la construcció d'aquest sistema, però cal tenir en compte també, que com aconseguim augmentar la capacitat frigorífica, podem reduir el tamany del cicle transcítric i per tant es necessitaria un estudi amb més detall per a una aplicació en concret per poder afirmar-lo.

Pel que fa a les vies de continuïtat d'aquest projecte seria interessant la realització d'assajos per a altres temperatures ambient així com per a altres nivells d'evaporació. Aquest assajos en permetrien una comparativa sobre per a quines condicions, l'ús del mechanical subcooling és més favorable. Una vegada diverses condicions hagen sigut estudiades, es podria escalar aquest sistema a aplicacions industrials i comercials.

11. Referències

1. 12th IIR-Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference. 2016; Available from: <http://www.iior.org.uk/GL2016>.
2. García-Vacas, D.S., *Desarrollo de una planta frigorífica de compresión de vapor empleando el fluido natural CO2 como refrigerante en condiciones supercríticas. Análisis experimental y evaluación energética de diferentes configuraciones*, in *Departamento de Ingeniería Mecánica y Construcción*. 2010, Universitat Jaume I: Castellón de la Plana. p. 206.
3. Cabello, R., et al., *Experimental evaluation of the energy efficiency of a CO2 refrigerating plant working in transcritical conditions*. Applied Thermal Engineering, 2008. **28**(13): p. 1596-1604.
4. Torrella, E., et al., *Energetic evaluation of an internal heat exchanger in a CO2 transcritical refrigeration plant using experimental data*. International Journal of Refrigeration, 2011. **34**(1): p. 40-49.
5. Li, M., et al., *Development and Experimental Study of CO2 Expander in CO2 Supercritical Refrigeration Cycles*. International Journal of Green Energy, 2004. **1**(1): p. 89-99.
6. He, Y., J. Deng, and Z. Zhang, *Thermodynamic study on a new transcritical CO2 ejector expansion refrigeration system with two-stage evaporation and vapor feedback*. HVAC&R Research, 2014. **20**(6): p. 655-664.
7. Sarkar, J., *Performance optimization of transcritical CO2 refrigeration cycle with thermoelectric subcooler*. International Journal of Energy Research, 2013. **37**(2): p. 121-128.
8. Zubair, S.M., *Thermodynamics of a vapor-compression refrigeration cycle with mechanical subcooling*. Energy, 1994. **19**(6): p. 707-715.
9. Llopis, R., et al., *Energy improvements of CO2 transcritical refrigeration cycles using dedicated mechanical subcooling*. International Journal of Refrigeration, 2015. **55**: p. 129-141.
10. Commission, E., *European Commission Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on Fluorinated Greenhouse Gases and Repealing Regulation (EC) No 842/2006*. 2014.
11. CEOE, *Reglamento Europeo sobre gases fluorados de efecto invernadero* 2014. p. 7.
12. Refrigeration, I.i.o., *CO2 as a Refrigerant* D.A.B. Pearson, Editor. 2014: Paris p. 122.
13. Llopis, R., R. Cabello, and D. Sánchez, *TABLAS Y DIAGRAMAS DE PRODUCCIÓN DE FRÍO*. 2009, Castellón de la Plana.
14. Llopis, C., Torrella and Sánchez. *Límites de mejora energética de ciclos de refrigeración con CO2 transcrito utilizando un sistema de subenfriamiento mecánico*. in *9º Congreso Nacional de Ingeniería Termodinámica* 2015. Cartagena, España.

11. Referències

15. Llopis, C.a.S., *Instalaciones frigoríficas con CO2*. 2015, G.I.T.
16. Sánchez, D., et al., *Comparativa experimental de refrigerantes artificiales de bajo GWP en ciclos frigoríficos de compresión de vapor*, in *XIII Congreso Ibero-Americano de Climatización y Refrigeración - CIAR 2015*: Madrid, Spain.
17. Kim, M.H., J. Pettersen, and C.W. Bullard, *Fundamental process and system design issues in CO2 vapor compression systems*. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2004. **30**(2): p. 119-174.
18. Sánchez, D., et al., *Influence of the superheat associated to a semihermetic compressor of a transcritical CO2 refrigeration plant*. *Applied Thermal Engineering*, 2010. **30**(4): p. 302-309.
19. Park, K.-J. and D. Jung, *Nucleate boiling heat transfer coefficients of R1234yf on plain and low fin surfaces*. *International Journal of Refrigeration*, 2010. **33**(3): p. 553-557.
20. *HFO-1234yf Pressure-Enthalpy Diagram (SI Units)* DuPont Opteon.
21. Revellin, R., *Thermodynamique appliquée aux machines thermiques*. 2014, INSA de Lyon.
22. The australian institute of refrigeration, a.c.a.h., *Methods of calculating Total Equivalent Warming Impact (TEWI) 2012* 2012. p. 21.
23. Sanz-Kock, C., et al., *Experimental evaluation of a R134a/CO2 cascade refrigeration plant*. *Applied Thermal Engineering*, 2014. **73**(1): p. 41-50.



ANNEXES



ANNEXES 79

A. SELECCIÓ DE LES VÀLVULES D'EXPANSIÓ.....	83
B. MODELITZACIÓ DELS COMPONENTS.....	85
1. MODEL PARAMÈTRIC DEL SUBCOOLER	85
2. MODEL PARAMÈTRIC DEL COMPRESSOR BITZER.....	86
C. CÀLCULS TEÒRICS DELS PARÀMETRES ENERGÈTICS	90
1. SIMULADOR	90
2. COP	91
2. CAPACITAT FRIGORÍFICA	94
D. PRESSIONS ÒPTIMES.....	97
1. BAIXA TEMPERATURA (NIVELL D'EVAPORACIÓ -15°C).....	97
2. MITJA TEMPERATURA (NIVELL D'EVAPORACIÓ -5°C).....	98
E. SISTEMES DE MESURA	99
1. CALIBRACIÓ DE LES SONES DE PRESSIÓ	99
2. CONFIGURACIÓ DELS TERMOPARELLS TIPUS T	104
F. SISTEMES D'ADQUISICIÓ	106
1. CANALS D'ADQUISICIÓ	106
G. VALIDACIÓ DE DADES.....	108
1. EVAPORADOR.....	108
2. GAS-COOLER.....	110
3. CONDENSADOR	112
H. RESULTATS EXPERIMENTALS	114
1. TRANSCRÍTIC	114
2. MECHANICAL SUBCOOLING (30Hz).....	115
3. MECHANICAL SUBCOOLING (50Hz).....	117

A. Selecció de les vàlvules d'expansió

A. Selecció de les vàlvules d'expansió

Per a la selecció de la vàlvula s'han avaluat els punts màxims i mínims de treball, utilitzant el programa de Carel. Per al punt de potència màxima(4,5 kW) la vàlvula E2V14 es troba dins dels límits de funcionament (Fig. 61).

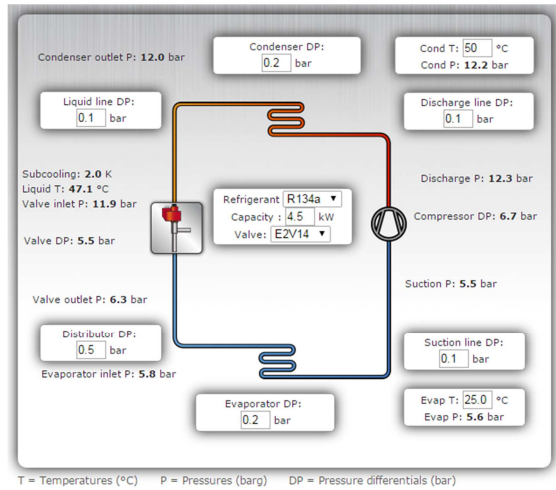


Fig. 60 – Esquema de la instal·lació al punt màxim

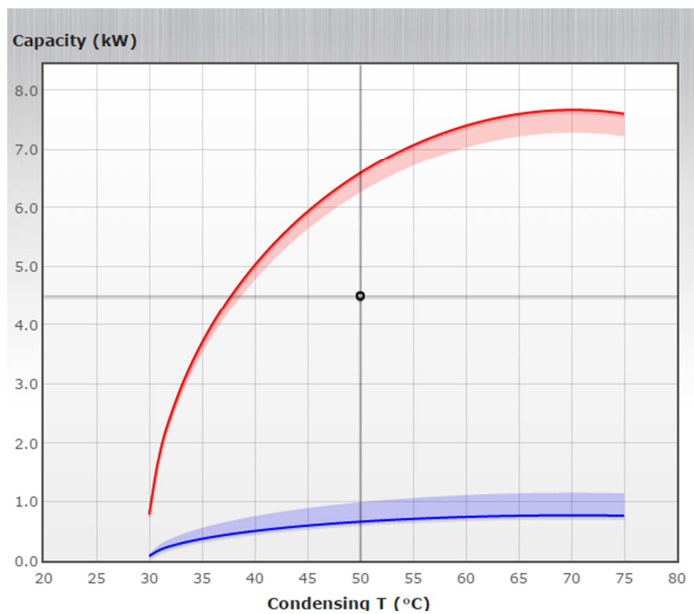


Fig. 61 – Límits de capacitat i punt de funcionament de la vàlvula per a 4,5 kW de la vàlvula E2V14.

A. Selecció de les vàlvules d'expansió

Però quan avaluem el punt mínim (0,21 kW) trobem que aquesta vàlvula és massa gran, quedant aquest punt de funcionament fora dels seus límits de capacitat (Fig. 62).

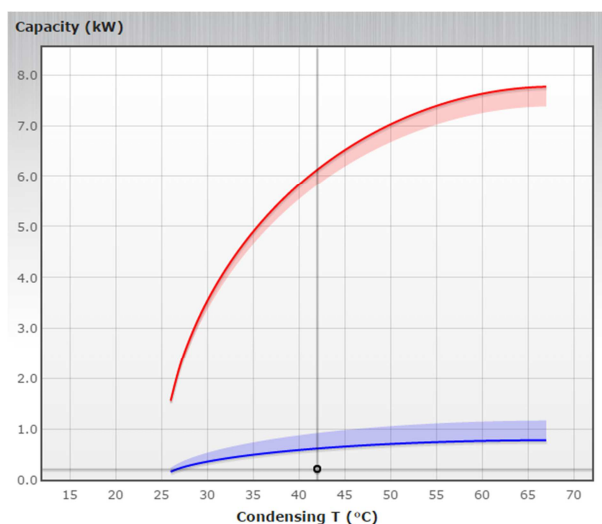


Fig. 62 – Límits de capacitat i punt de funcionament de la vàlvula per a 0,21 kW de la vàlvula E2V14.

La vàlvula que s'adapta bé a aquestes condicions és la E2V05 (Fig. 63). Com que ens interessa poder manipular la màquina en tots els seus punts per poder realitzar un estudi del seu comportament, s'instal·laran ambdues vàlvules per poder avaluar tots els casos.

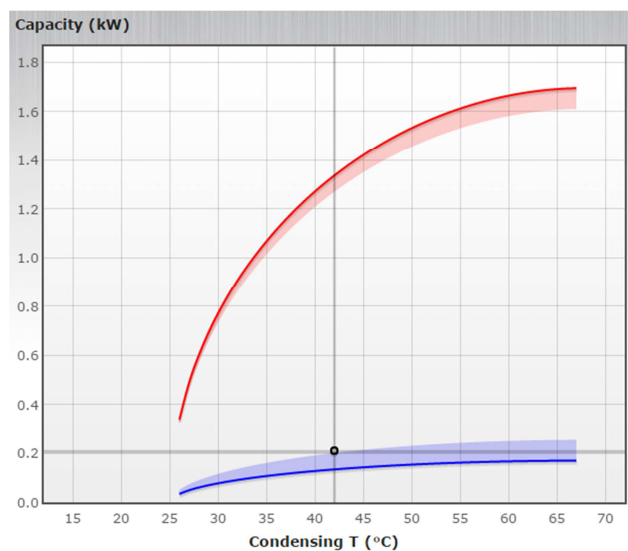


Fig. 63 – Límits de capacitat i punt de funcionament de la vàlvula per a 0,21 kW de la vàlvula E2V05.

B. Modelització dels components

1. Model paramètric del subcooler

Per conèixer el comportament d'un bescanviador és important conèixer la seva superfície d'intercanvi i el coeficient global de transmissió. L'àrea del bescanviador roman constant però el coeficient varia en funció de les condicions de treball. Aquest coeficient el podem conèixer gràcies al programa del fabricant. Ens interessa modelitzar aquest bescanviador per simular el cicle complet i així poder fer la anàlisi de l'eficiència energètica del cicle. L'ajust ha sigut realitzat pel mètode de mínims quadrats a partir de les dades recollides en la Fig. 64 .

Q (kW)	T _{SG} (°C)	SUB (°C)	P _{GC} (bar)	T _{k,yf} (°C)	U (W/m ² K)
0,65	35	2,5	95	40	715
1,91	35	5	85	40	1130
1,72	35	7,5	95	40	1010
3,13	35	10	85	40	1270
0,98	35	7,5	100	40	740
0,8	35	2,5	74	40	752
1,1	35	7,5	95	40	972
1,02	31	5	95	36	823
2,14	31	7,5	80	36	1110
0,60	31	5	100	36	603
1,22	31	10	95	36	781
0,79	40	5	95	45	696
1,88	40	10	90	45	944
1,96	40	7,5	100	45	1090
3,03	40	10	95	45	1280
1,02	40	2,5	95	45	924
4,28	40	10	90	45	1480
0,66	40	2,5	95	45	717

Fig. 64 – Dades del fabricant SWEP utilitzades per a la parametrització del subcooler.

Aquest model ens permetrà calcular el coeficient global de transmissió U d'aquest bescanviador. Primerament, les variables triades per a definir aquest coeficient eren la temperatura a la sortida del gas-cooler (T_{SG}), el grau de subrefremadement (SUB), la pressió

B. Modelització dels components

al gas-cooler (P_{GC}), la temperatura d'evaporació del R-1234yf ($T_{k,yf}$) i la potència frigorífica transmesa (Q). Després de realitzar el ajust observem que el màxim error obtingut és menor si expressem U com mostra l'equació (46), és a dir, en funció de Q , T_{SG} i P_{GC} .

$$U = a_0 + a_1 \cdot \dot{Q} + a_2 \cdot T_{SG} + a_3 \cdot P_{GC} \quad (46)$$

Els coeficients per a aquesta expressió es troben recollits a la Fig. 65, així com l'error màxim.

Coeficient	
a_0	663,1196
a_1	219,9879
a_2	2,9049
a_3	1,8925
ϵ_{max}	145,01

Fig. 65 – Coeficients per al càlcul de U.

2. Model paramètric del compressor Bitzer

El model de compressor desenvolupat per dur a terme l'anàlisi s'ha calculat pel mètode dels mínims quadrats amb l'ajuda de les dades de Bitzer. Per modelitzar-lo ens interessa conèixer el rendiment volumètric (η_v) i el rendiment global (η_G).

El fabricant del compressor proporciona els polinomis característics d'aquest compressor (Fig. 66) en règim nominal per a una temperatura d'aspiració de 35°C.

```

*****
BITZER Software v6.4.3 rev1360
(c) 2015, BITZER, Germany. All data subject to change.
Mittwoch, 28. Oktober 2015 09:39:32
*****
Presentation of compressor performance data with polynomials to EN 12900 / ARI 540
-----
Input Values:

Compressor model      2KES-05Y
Mode                  Refrigeration and Air conditioning
Refrigerant           R134a
Reference temperature Dew point temp.
Liq. subc. (in condenser) 0 K
Suction gas temperature 35,0 °C
Operating mode        Auto
Power supply          400V-3-50Hz
Capacity Control      100%
Useful superheat      100%

```

B. Modelització dels components

Polynomial

$$y = c_1 + c_2 \cdot t_o + c_3 \cdot t_c + c_4 \cdot t_o^2 + c_5 \cdot t_o \cdot t_c + c_6 \cdot t_c^2 + c_7 \cdot t_o^3 + c_8 \cdot t_c \cdot t_o^2 + c_9 \cdot t_o \cdot t_c^2 + c_{10} \cdot t_c^3$$

Coefficients

	c1	c2	c3	c4	c5	c6	c7	c8	c9	c10
Q [W]	3453,15781	111,095969	-61,7116523	1,91896051	-0,58783057	0,67545457	0,00790976	-0,01565477	-0,00240603	-0,00356857
P [W]	394,532029	-3,05836687	-0,04859281	0,20567596	0,28505855	0,17471411	0,00074911	-0,00501324	3,4615E-05	-0,00128762
m [kg/h]	56,4896192	1,87298925	-0,8109828	0,02669065	-0,00282218	0,01121528	0,00036816	2,1099E-05	9,5365E-06	-5,7363E-05
I [A]	1,48134132	-0,00466814	-0,00516725	0,00019987	0,00028891	0,00024528	3,0584E-08	-3,8531E-06	3,7261E-07	-1,5963E-06

Validity range of Polynomials

Evaporating SST: -10°C ... 25°C

Condensing SDT: 35,2°C ... 85°C

Attention: Consider also application range of compressor!

Fig. 66 – Dades i polinomis del compressor.

Amb l'ajuda d'aquests polinomis calcularem el rendiment global i el volumètric per a diferents punts de funcionament (sempre serà a una temperatura d'aspiració de 35°C). Amb aquestes dades ajustarem els models dels dos rendiments per poder utilitzar-los també per a altres temperatures.

Rendiment volumètric η_v

Modelitzarem aquest rendiment en funció de la taxa de compressió (τ) i del volum específic d'aspiració (v_{asp}) segons l'equació (47) amb les dades recollides a la Fig. 67. Amb aquest model obtindrem el rendiment volumètric, a partir del qual podrem calcular el règim de funcionament del compressor (N).

$$\eta_v = a + b \cdot \tau + c \cdot v_{asp} \quad (47)$$

τ	v_{asp}	η_v
1,6	0,0343	0,7225
1,55	0,0332	0,72511
1,54	0,0327	0,726
1,68	0,0323	0,71927
1,56	0,0295	0,7258
1,52	0,0287	0,7276
1,64	0,0271	0,7237
1,63	0,0269	0,7242
1,51	0,0245	0,7281
1,65	0,0355	0,7196

B. Modelització dels components

1,58	0,0339	0,7235
1,66	0,0318	0,7206
1,55	0,0293	0,7264
1,69	0,0281	0,7216
1,63	0,0268	0,7243
1,71	0,0371	0,7157
1,68	0,0364	0,7173
1,74	0,0335	0,7163
1,62	0,0309	0,7227
1,75	0,0292	0,7191
1,6	0,0261	0,7255

Fig. 67 – Dades utilitzades per a la parametrització del rendiment volumètric.

Els coeficients obtinguts per a l'equació (47) són els recollits en la Fig. 68.

Coeficient	
a	0,8008
b	-0,0402
c	-0,4201
ϵ_{\max}	0,0017

Fig. 68 – Coeficients per al càlcul del rendiment volumètric.

Rendiment global η_G

L'expressió del rendiment global d'aquest compressor és l'equació (48). Els coeficients són obtinguts a partir de les dades recollides a la Fig. 69 pel mètode dels mínims quadrats.

$$\eta_G = a + b \cdot P_o + c \cdot P_{dis} + d \cdot \tau + e \cdot v_{asp} \quad (48)$$

P_o	P_{dis}	τ	v_{asp}	η_G
6,57	9,19	1,40	0,02931993	0,24
6,93	9,19	1,33	0,02749878	0,21
6,44	9,19	1,43	0,03002591	0,25
7,16	10,18	1,42	0,02642774	0,25
6,39	10,18	1,59	0,03030486	0,31
7,13	10,18	1,43	0,02656368	0,25
8,43	11,54	1,37	0,02151939	0,23
6,38	9,19	1,44	0,03036116	0,26
6,77	9,19	1,36	0,0282851	0,22
7,57	10,18	1,34	0,0246732	0,22
7,32	11,54	1,58	0,02572074	0,3
7,83	11,54	1,47	0,02365119	0,27
9,17	11,54	1,26	0,00094862	0,01
6,12	9,19	1,50	0,03188765	0,28
5,98	10,18	1,70	0,03276312	0,33
6,82	10,18	1,49	0,02803556	0,27
7,53	11,54	1,53	0,02483636	0,29

Fig. 69 – Dades utilitzades per a la parametrització del rendiment global.

Els coeficients obtinguts per a l'equació (48) són els recollits a la Fig. 70.

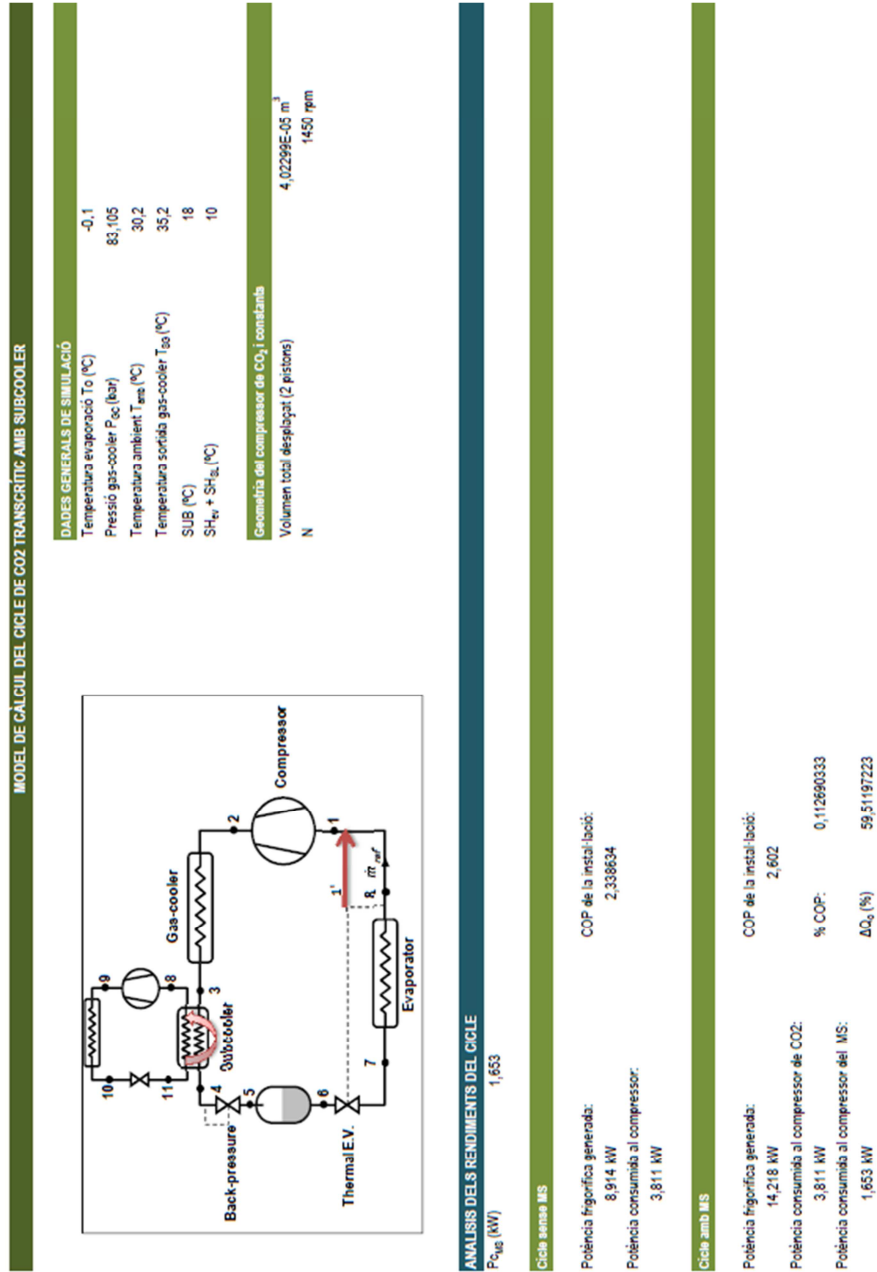
Coefficient	
a	-0,0835
b	-0,0599
c	0,0715
d	-0,1522
e	9,3462
ϵ_{max}	0,0067

Fig. 70 – Coeficients per al càlcul del rendiment global.

C. Càlculs teòrics dels paràmetres energètics

C. Càlculs teòrics dels paràmetres energètics

1. Simulador



C. Càlculs teòrics dels paràmetres energètics

2. COP

1.1. Baixa temperatura (Nivell d'evaporació -15°C)

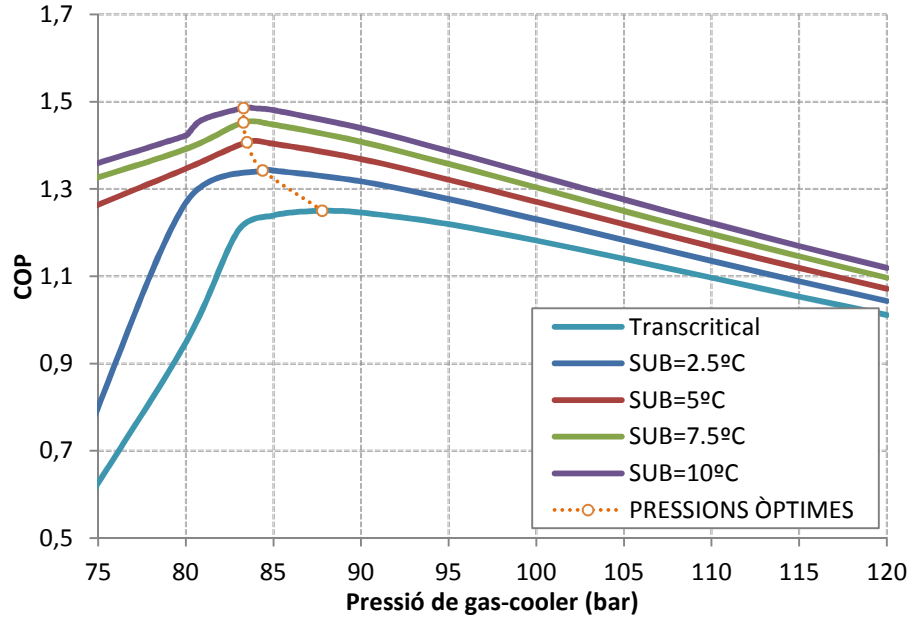


Fig. 71 – Evolució del COP en funció de la P_{GC} per a $T_o = -15^\circ\text{C}$ i $T_{amb}=30^\circ\text{C}$.

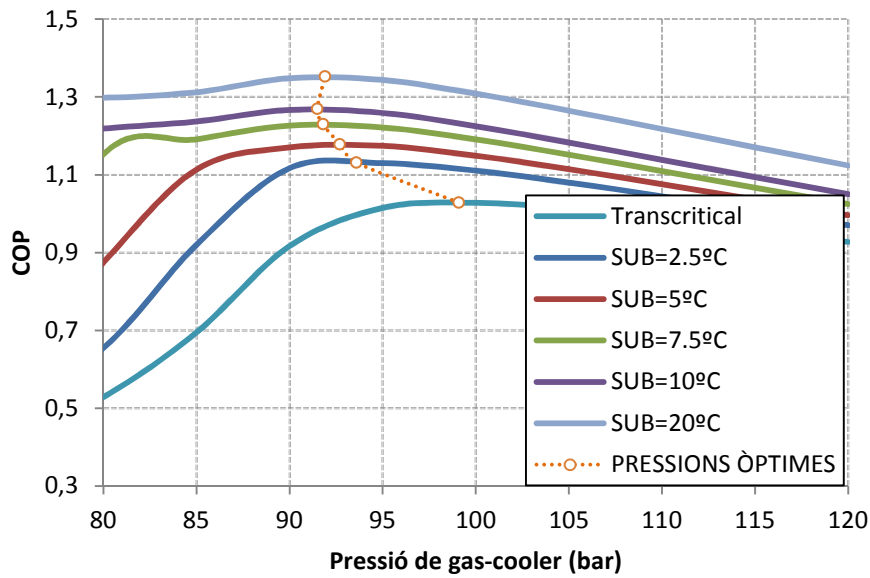


Fig. 72 – Evolució del COP en funció de la P_{GC} per a $T_o = -15^\circ\text{C}$ i $T_{amb}=35^\circ\text{C}$.

C. Càlculs teòrics dels paràmetres energètics

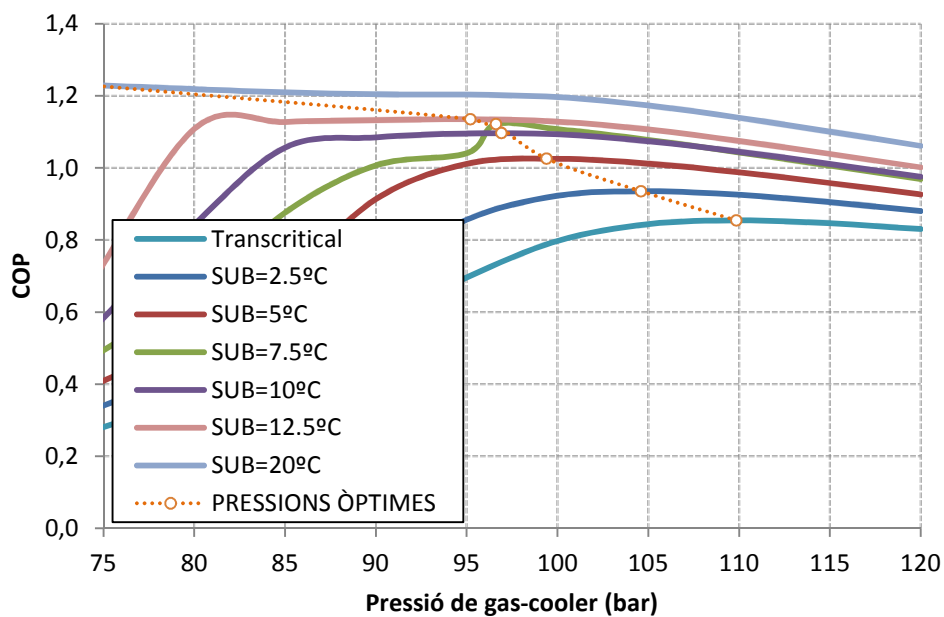


Fig. 73 – Evolució del COP en funció de la P_{GC} per a $T_o = -15^\circ\text{C}$ i $T_{amb}=40^\circ\text{C}$.

1.2. Mitja temperatura (nivell d'evaporació -5°C)

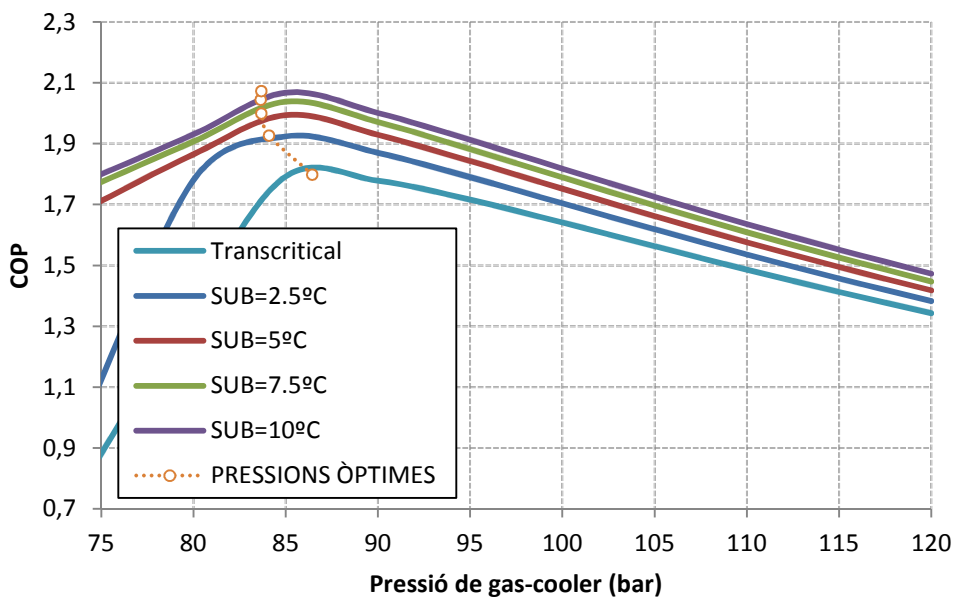


Fig. 74 – Evolució del COP en funció de la P_{GC} per a $T_o = -5^\circ\text{C}$ i $T_{amb}=30^\circ\text{C}$.

C. Càlculs teòrics dels paràmetres energètics

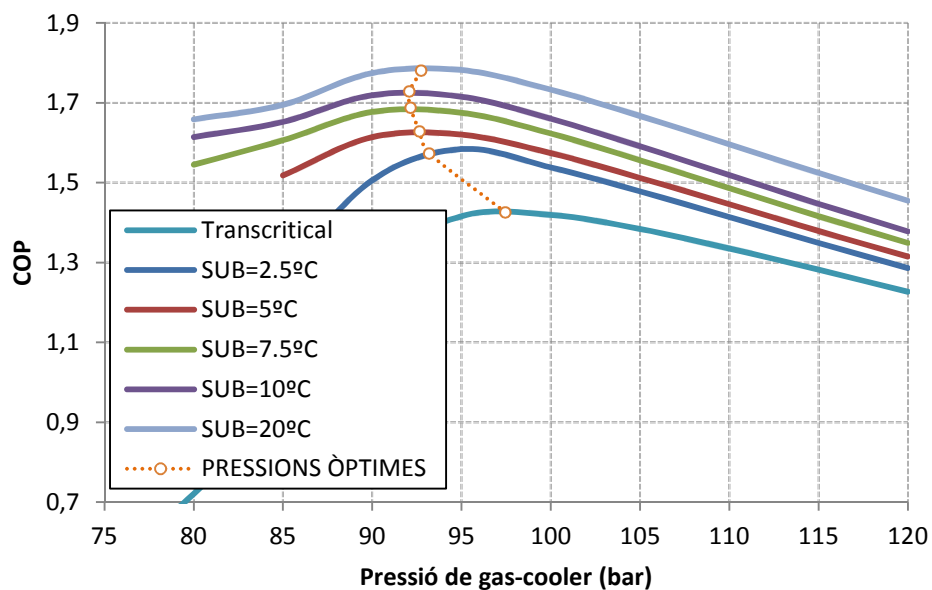


Fig. 75 – Evolució del COP en funció de la P_{GC} per a $T_o = -5^\circ\text{C}$ i $T_{amb}=35^\circ\text{C}$.

*Nota: S'han realitzat els càlculs per al SUB = 20°C però el model teòric no està ajustat per a aquest cas.

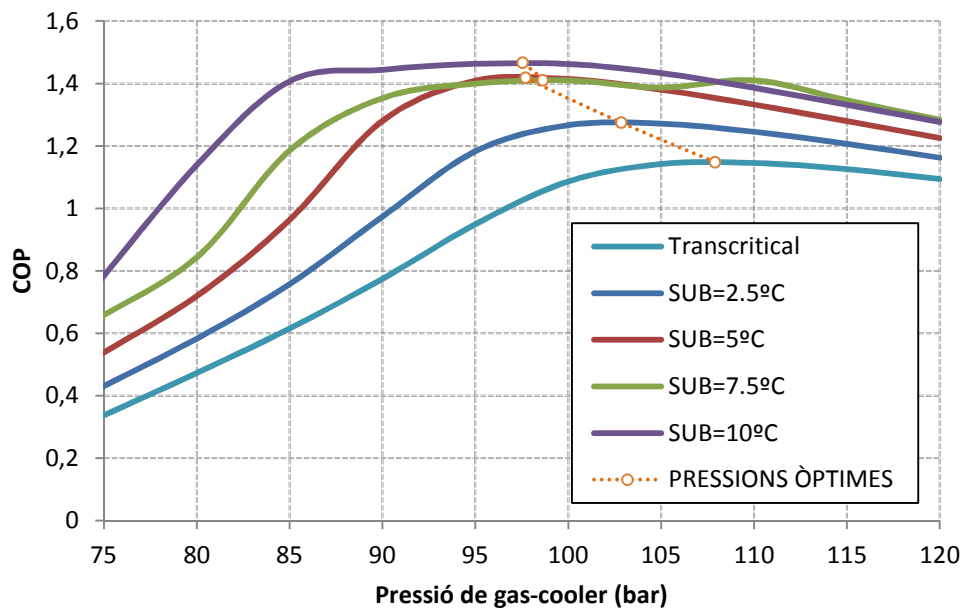


Fig. 76 – Evolució del COP en funció de la P_{GC} per a $T_o = -5^\circ\text{C}$ i $T_{amb}=40^\circ\text{C}$.

C. Càlculs teòrics dels paràmetres energètics

2. Capacitat frigorífica

2.1. Baixa temperatura (Nivell d'evaporació -15°C)

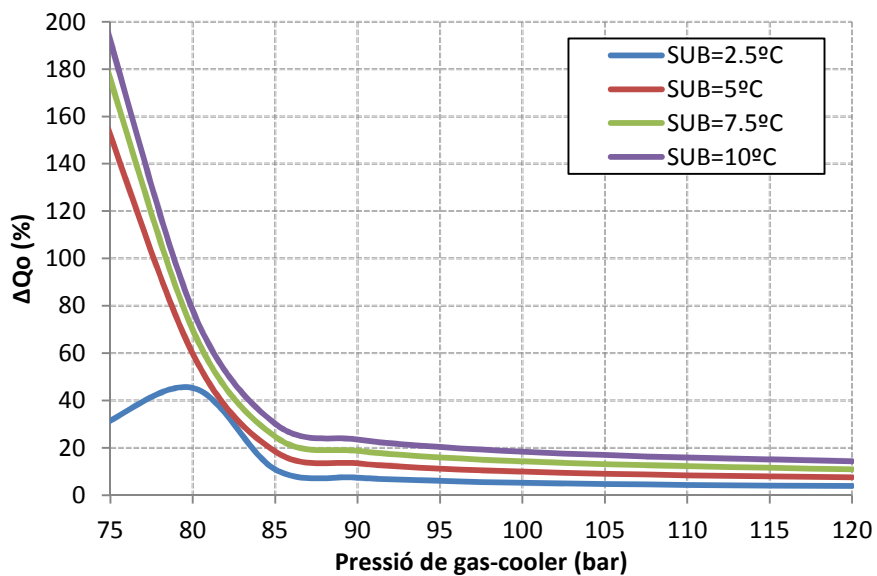


Fig. 77 – Increment de la Q_o en funció de la P_{gc} per a $T_o = -15^\circ\text{C}$ i $T_{amb}=30^\circ\text{C}$.

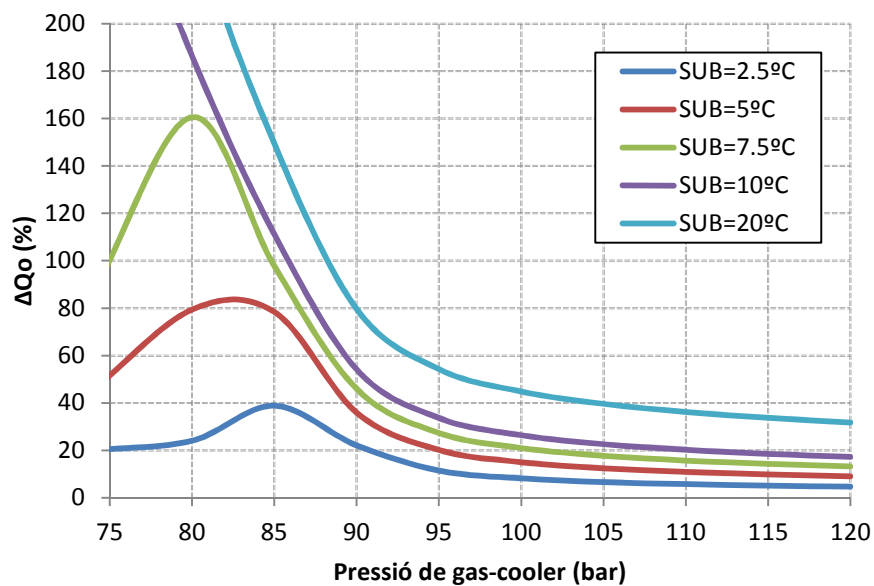


Fig. 78 – Increment de la Q_o en funció de la P_{gc} per a $T_o = -15^\circ\text{C}$ i $T_{amb}=35^\circ\text{C}$.

C. Càlculs teòrics dels paràmetres energètics

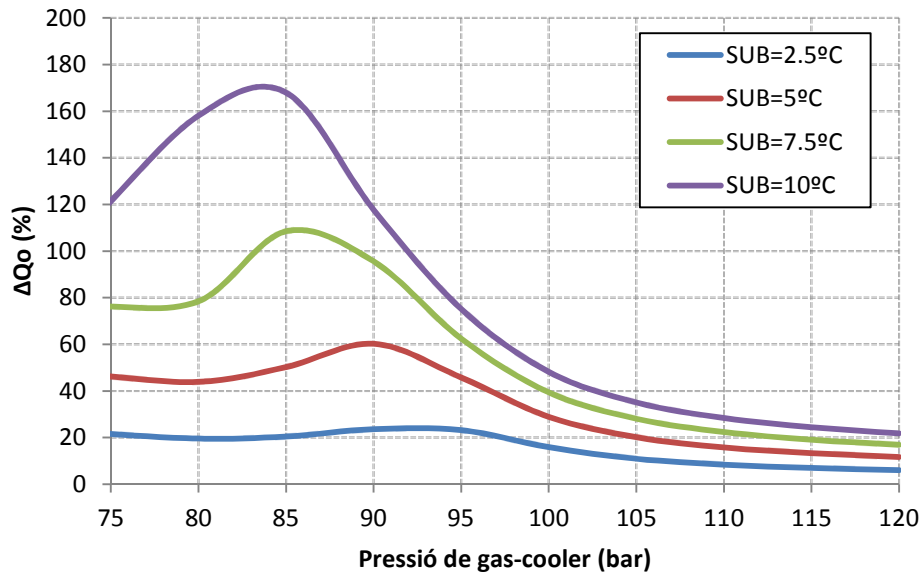


Fig. 79 – Increment de la Qo en funció de la P_{GC} per a $T_o = -15^\circ\text{C}$ i $T_{amb}=40^\circ\text{C}$.

2.2. Mitja temperatura (Nivell d'evaporació -5°C)

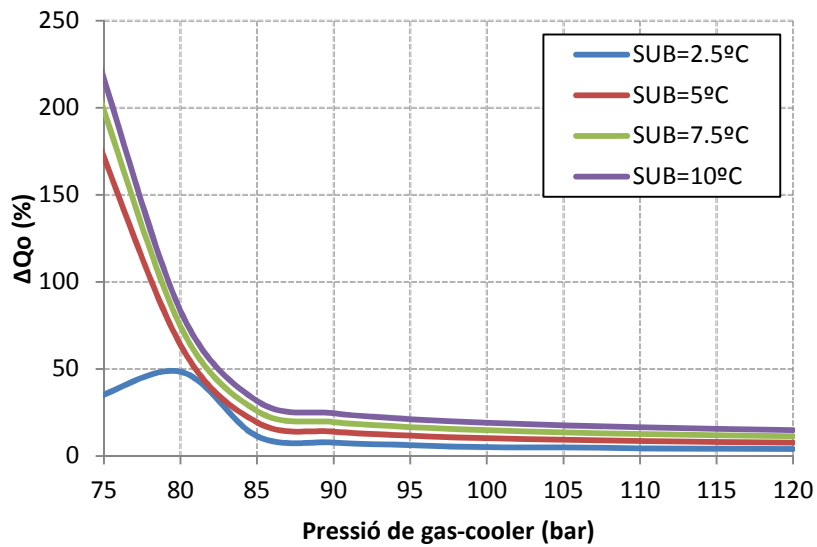


Fig. 80 – Increment de la Qo en funció de la P_{GC} per a $T_o = -5^\circ\text{C}$ i $T_{amb}=30^\circ\text{C}$.

C. Càlculs teòrics dels paràmetres energètics

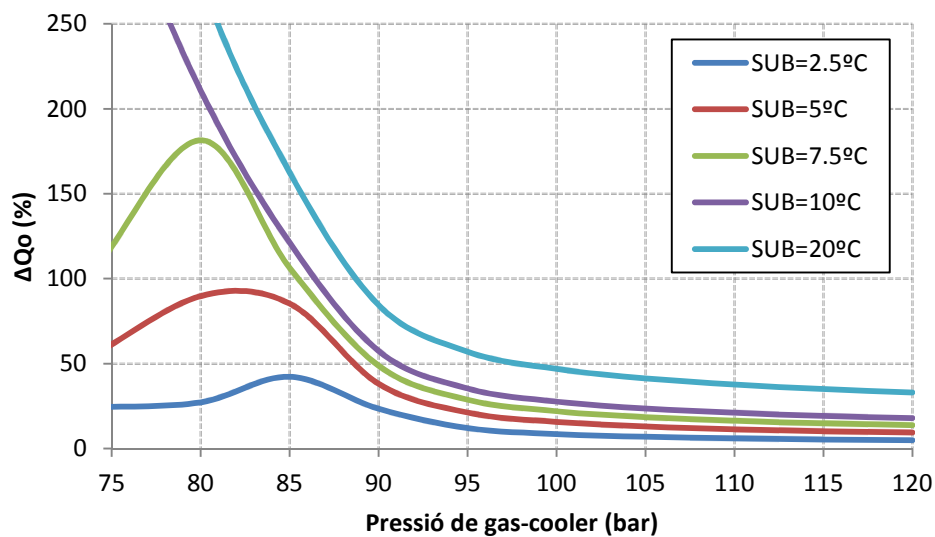


Fig. 81 – Increment de la Q_o en funció de la P_{GC} per a $T_o = -5^\circ\text{C}$ i $T_{amb}=35^\circ\text{C}$.

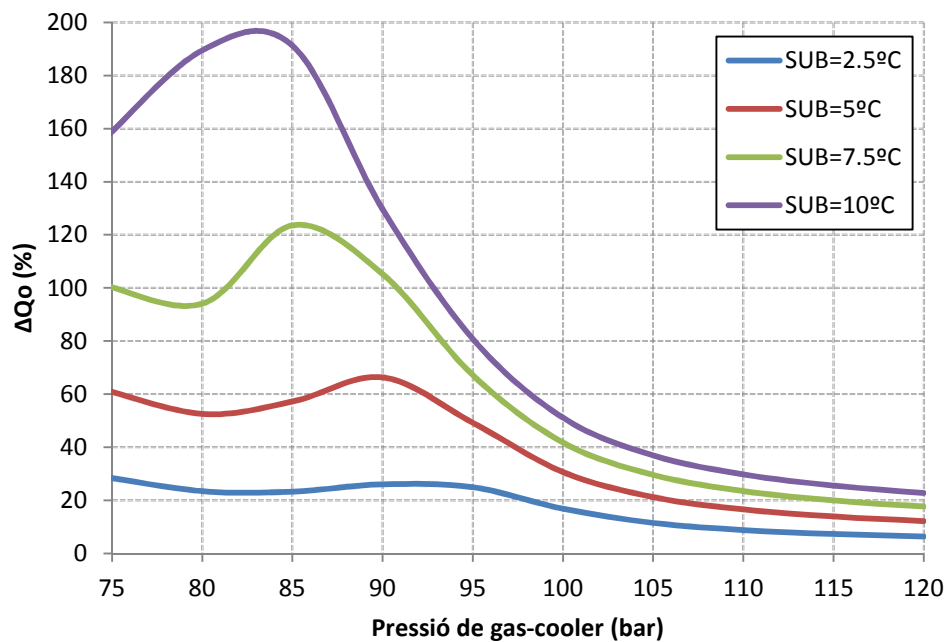


Fig. 82 – Increment de la Q_o en funció de la P_{GC} per a $T_o = -5^\circ\text{C}$ i $T_{amb}=40^\circ\text{C}$.

D. Pressions òptimes

1. Baixa temperatura (Nivell d'evaporació -15°C)

	Transcritical	2,5°C	5°C	7,5°C	10°C
P_{GC} (bar)	87,8	84,4	83,5	83,3	83,3
COP	1,250	1,343	1,407	1,453	1,486

Fig. 83 – Pressions òptimes per a $T_o=-15^\circ\text{C}$ i $T_{amb}=30^\circ\text{C}$.

	Transcritical	2,5°C	5°C	7,5°C	10°C	20°C
P_{GC} (bar)	99,1	93,6	92,7	91,8	91,5	91,9
COP	1,028	1,131	1,178	1,230	1,269	1,353

Fig. 84 – Pressions òptimes per a $T_o=-15^\circ\text{C}$ i $T_{amb}=35^\circ\text{C}$.

	Transcritical	2,5°C	5°C	7,5°C	10°C	12,5°C	20°C
P_{GC} (bar)	109,86	104,6	99,41	96,62	96,92	95,21	74
COP	0,854	0,935	1,025	1,121	1,097	1,135	1,231

Fig. 85 – Pressions òptimes per a $T_o=-15^\circ\text{C}$ i $T_{amb}=40^\circ\text{C}$.

D. Pressions òptimes

2. Mitja temperatura (Nivell d'evaporació -5°C)

	Transcritical	2,5°C	5°C	7,5°C	10°C
P_{GC} (bar)	86,45	84,1	83,7	83,65	83,7
COP	1,798	1,926	1,998	2,043	2,072

Fig. 86 – Pressions òptimes per a $T_o=-5^\circ\text{C}$ i $T_{amb}=30^\circ\text{C}$.

	Transcritical	2,5°C	5°C	7,5°C	10°C	20°C
P_{GC} (bar)	97,47	93,20	92,65	92,15	92,08	92,75
COP	1,425	1,573	1,628	1,687	1,728	1,780

Fig. 87 – Pressions òptimes per a $T_o=-5^\circ\text{C}$ i $T_{amb}=35^\circ\text{C}$.

	Transcritical	2,5°C	5°C	7,5°C	10°C
P_{GC} (bar)	107,9	102,85	97,7	98,64	97,55
COP	1,148	1,275	1,419	1,411	1,466

Fig. 88 – Pressions òptimes per a $T_o=-5^\circ\text{C}$ i $T_{amb}=40^\circ\text{C}$.

E. Sistemes de mesura

1. Calibració de les sondes de pressió

Les sondes del mechanical subcooling són sondes que envien una senyal d'intensitat, que posteriorment ha de ser transformada a pressió. Per conèixer l'equivalent de cada mesura de intensitat en pressió, cal realitzar un calibratge d'aquestes amb l'ajuda d'una sonda de referència com mostra la Fig. 89.

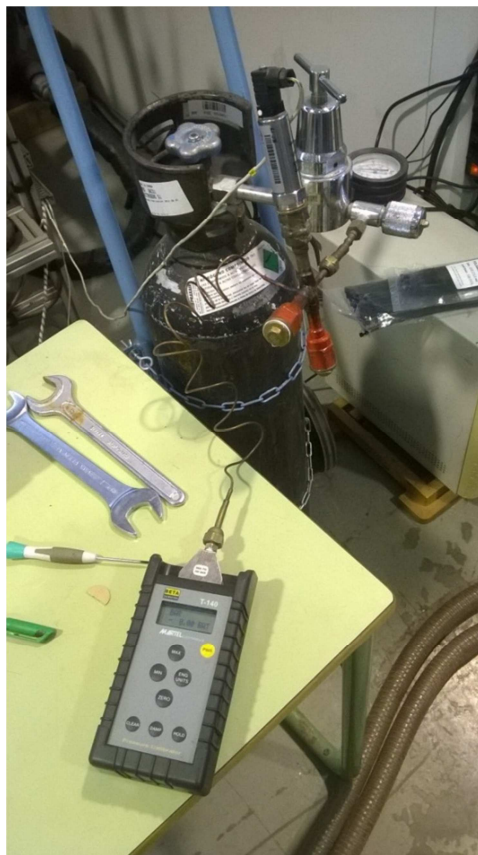


Fig. 89 – Calibració de les sondes.

Les sondes a calibrar són quatre, dues amb una mesura màxima de 16 bar (MS1 i MS2) i dues amb 40 bar de màxima (MS3 i MS4).

E. Sistemes de mesura

Sonda MS1 (0-16bar)

P_{rel} (bar)	P_{abs} (bar)	Intensitat (mA)	Intensitat (A)
0	1	4,01279	0,00401279
3,18	4,18	7,23196	0,00723196
5	6	9,05925	0,00905925
6,76	7,76	10,8196	0,0108196
8,64	9,64	12,7041	0,0127041
10,39	11,39	14,4606	0,0144606
11,39	12,39	15,4503	0,0154503
12,68	13,68	16,7434	0,0167434
13,73	14,73	17,7857	0,0177857
15	16	19,0503	0,0190503

Fig. 90 – Valors obtinguts per a la sonda MS1.

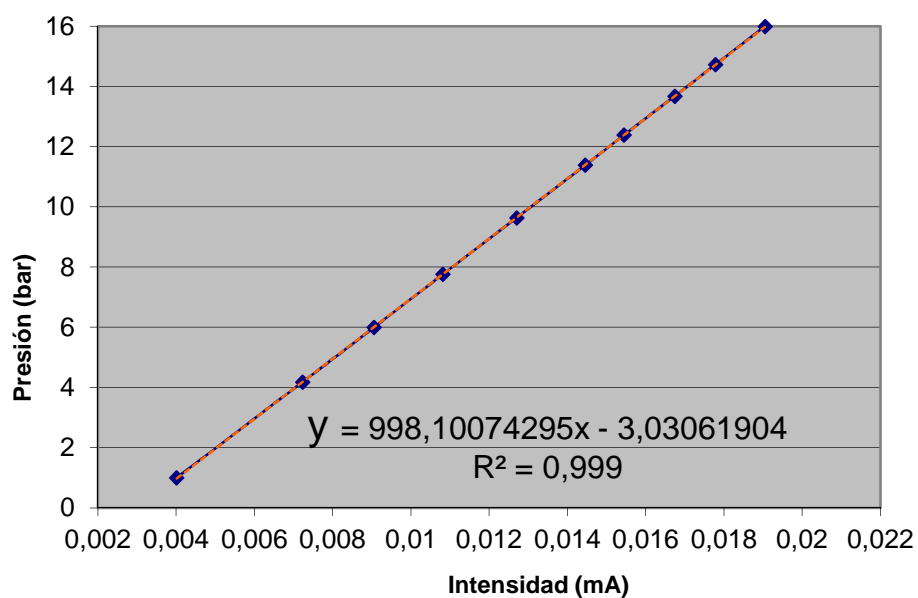


Fig. 91 – Calibració sonda MS1.

Sonda MS2 (0-16bar)

P_{rel} (bar)	P_{abs} (bar)	Intensitat (mA)	Intensitat (A)
0,01	1,01	4,02253	0,00402253
1,44	2,44	5,5158	0,0055158
3,79	4,79	7,86618	0,00786618
4,6	5,6	8,67715	0,00867715
5,86	6,86	9,93975	0,0093975
7,94	8,94	12,0081	0,0120081
9,05	10,05	13,1284	0,0131284
10,24	11,24	14,3202	0,0143202
11,5	12,5	15,5861	0,0155861
13,32	14,32	17,4023	0,0174023
14,88	15,88	18,9723	0,0189723

Fig. 92 – Valors obtinguts per a la sonda MS2.

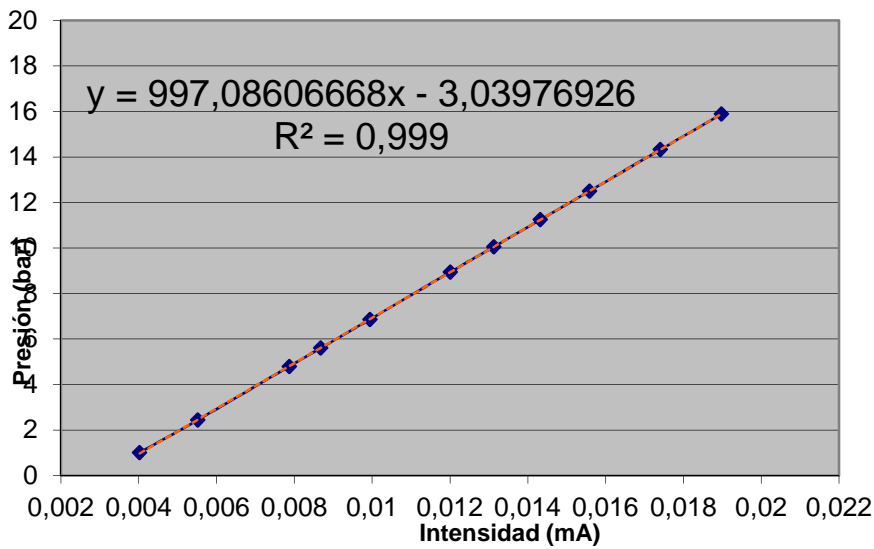


Fig. 93 – Calibració sonda MS2.

E. Sistemes de mesura

Sonda MS3 (0-40bar)

P_{rel} (bar)	P_{abs} (bar)	Intensitat (mA)	Intensitat (A)
0	1	4,01604	0,00401604
3,47	4,47	5,42353	0,00542353
6,64	7,64	6,72251	0,00672251
8,84	9,84	7,60301	0,00760301
13,18	14,18	9,35946	0,00935946
18,71	19,71	11,5903	0,0115903
22,04	23,04	12,9153	0,0129153
28,13	29,13	15,3567	0,0153567
32,25	33,25	17,0137	0,0170137
33,61	34,61	17,5323	0,0175323
37,14	38,14	18,9665	0,0189665

Fig. 94 – Valors obtinguts per a la sonda MS3.

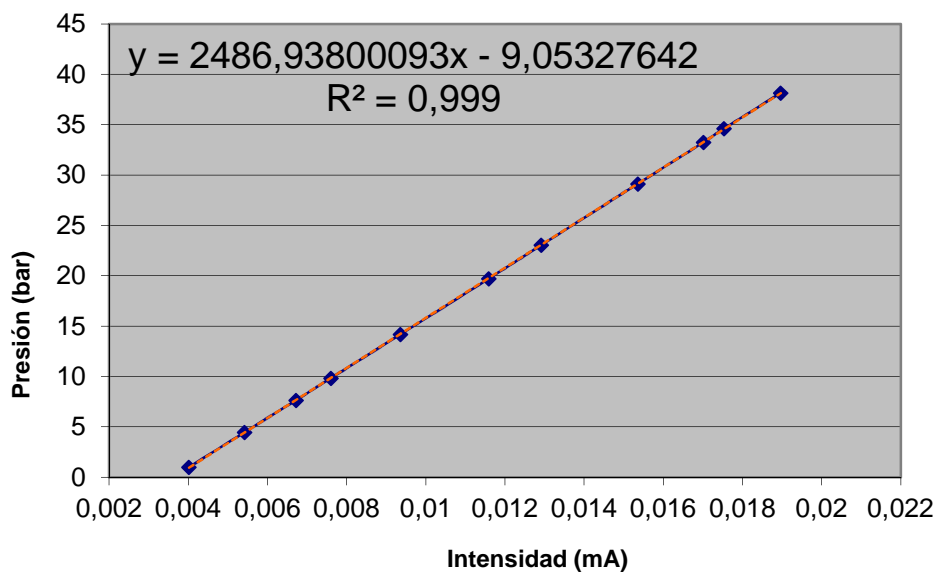


Fig. 95 – Calibració sonda MS3.

Sonda MS4 (0-40bar)

P_{rel} (bar)	P_{abs} (bar)	Intensitat (mA)	Intensitat (A)
0	1	4,01214	0,00401214
4,3	5,3	5,74974	0,00574974
14,18	15,18	9,68502	0,00968502
23,68	24,68	13,5333	0,0135333
28	29	15,2612	0,0152612
32,01	33,01	16,8487	0,0168487
34,17	35,17	17,7104	0,0177104

Fig. 96 – Valors obtinguts per a la sonda MS4.

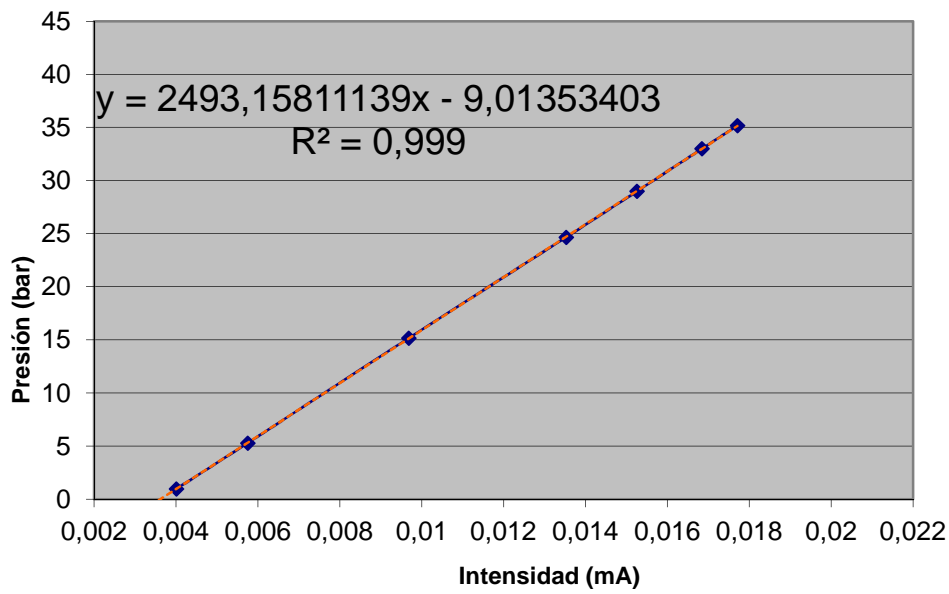


Fig. 97 – Calibració sonda MS4.

E. Sistemes de mesura

2. Configuració dels termoparells tipus T

Els termoparells de tipus T han sigut fabricats amb un conductor compost de dos fils de materials diferents. D'un extrem, el que està en el punt de mesura, han sigut soldats, i a l'altre és mesura una diferència de potencial que és funció de la temperatura mesurada.

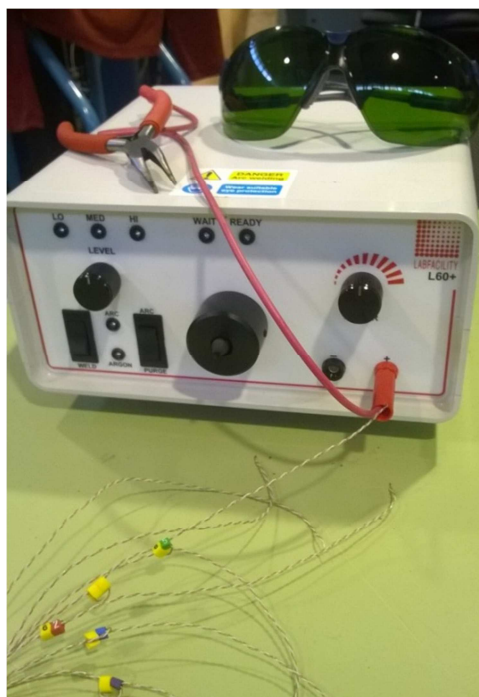


Fig. 98 – Soldador de termoparells per descàrrega capacitiva.

Aquest termoparells es situen a la superfície de les canonades i si és possible als punts de major turbulència, per a que la transmissió de calor sigui més bona i la mesura més acurada. Cal aïllar-los bé per evitar que estiguin en contacte amb l'aire i aquest falsegi la mesura.



Fig. 99 – Termoparell a la sortida del condensador.

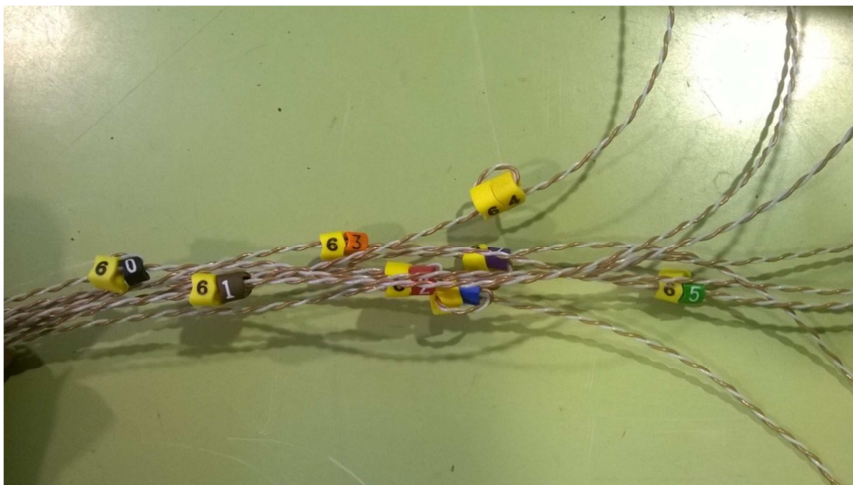


Fig. 100 – Termoparells produïts per al MS cycle.

Termoparell	Temperatura	Termoparell	Temperatura
60	Entrada aigua $T_{w,in}$	64	Entrada condensador $T_{k,in}$
61	Sortida aigua $T_{w,out}$	65	Sortida condensador $T_{k,out}$
62	Aspiració T_{asp}	66	Temperatura d'expansió T_{exp}
63	Descàrrega T_{dis}	67	Temperatura d'evaporació T_o

Fig. 101 – Termoparells instal·lats al MS cycle.

F. Sistemes d'adquisició

F. Sistemes d'adquisició

1. Canals d'adquisició

Mòdul 1 – Tensió/Termoparells

MÒDUL SCXI 1303 EN SLOT 1 31 CANALS

CANAL	SENYAL	NOM
ai0	Tamb	
ai1	60	TwinMS
ai2	61	TwoutMS
ai3	62	TaspMS
ai4	P5	Pbpi
ai5	P6	Pexp
ai6	T1	TGCi
ai7	T2	TGCo
ai8	T3	Tiia1
ai9	T4	Tiia1
ai10	T5	TOPI
ai11	T6	Texp
ai12	T7	Tlib1
ai13	T8	Tlob1
ai14	T9	To,o
ai15	63	TdesMS
ai16	64	TkinMS
ai17	65	TkoMS
ai18	66	TexpMS
ai19	67	TooMS
ai20	68	TSUBin
ai21	T16	Tinmot
ai22	T17	TdevOUT
ai23	T18	TaspIN
ai24	T19	Tdes
ai25	T20	Tw,in
ai26	T21	Tw,out

Mòdul 2 – Corrent

MÒDUL SCXI 1308 EN SLOT 2 31 CANALS

CANAL	SENYAL	NOM
ai0	Pot	Pot_CO2
ai1	P1	Pgi
ai2	P2	Pgo
ai3	P3	Psubi
ai4	P4	
ai5	Lliure	
ai6	P6	Pdep
ai7	P7	Poi
ai8	P8	Poo
ai9	Lliure	
ai10	P10	Pasp
ai11	P11	Pdes
ai12	P12	Pasp_n
ai13	P13	Pdes_n
ai14	Pot_n	
ai15	Mref_CO2	
ai16	Tref_CO2	
ai17	Qg_evap	
ai18	Qg_cond	
ai19	Dens_glic	
ai20	Tglic	
ai21	Lliure	
ai22	PaspMS	
ai23	PdesMS	
ai24	PkoMS	
ai25	PoiMS	
ai26	PotMS	
ai27	Mms	

G. Validació de dades

G. Validació de dades

1. Evaporador

To=-0.2°C, Tw,in=30.2°C								
TRANSCRÍTIC			MECHANICAL SUBCOOLING f=50Hz			MECHANICAL SUBCOOLING f=30Hz		
EVAPORADOR								
Qevap,c O ₂ (kW)	Qevap,g li (kW)	Error (%)	Qevap,CO ₂ (kW)	Qevap,gli (kW)	Error (%)	Qevap,CO ₂ (kW)	Qevap,gli (kW)	Error (%)
4,68	5,94	27,04	10,32	9,89	-4,12	10,74	10,82	0,78
4,66	5,95	27,7	10,3	9,96	-3,31	10,77	10,88	1,04
4,62	5,93	28,49	10,3	10,03	-2,59	10,73	10,8	0,67
4,7	6	27,72	10,31	10,02	-2,76	10,74	10,68	-0,54
4,73	5,97	26,22	10,33	10,03	-2,88	10,72	10,8	0,73
4,63	6	29,66	10,33	10,04	-2,78	10,78	10,78	0
4,6	5,96	29,43	10,36	10	-3,47	10,72	10,85	1,22
4,66	5,96	27,92	10,32	10,01	-3,03	10,7	10,83	1,26
4,6	5,95	29,48	10,33	10,08	-2,36	10,7	10,76	0,52
4,62	5,91	27,81	10,33	10,02	-3,01	10,76	10,87	1,01
6,97	7,68	10,24	11,23	10,84	-3,47	10,78	10,8	0,21
6,97	7,68	10,16	11,27	10,9	-3,22	10,78	10,81	0,28
6,92	7,7	11,25	11,27	10,89	-3,41	10,77	10,73	-0,3
6,99	7,74	10,83	11,27	10,79	-4,25	10,8	11	1,77
7,01	7,75	10,46	11,24	10,84	-3,53	10,76	10,83	0,7
7	7,74	10,45	11,22	10,86	-3,21	10,75	10,85	0,87
7,02	7,76	10,51	11,21	10,83	-3,34	10,76	10,92	1,48
7,02	7,78	10,71	11,23	10,83	-3,54	10,73	10,79	0,56
7,02	7,81	11,17	11,23	10,84	-3,41	10,74	10,88	1,32
7,04	7,77	10,42	11,23	10,86	-3,31	10,75	10,55	-1,9
7,85	8,39	6,96	11,54	11,14	-3,45	10,95	10,86	-0,83
7,84	8,39	7,02	11,52	11,1	-3,69	10,89	10,77	-1,1
7,85	8,4	6,92	11,52	11,09	-3,74	10,82	10,74	-0,7
7,87	8,38	6,55	11,51	11,06	-3,9	10,88	10,83	-0,39
7,86	8,4	6,89	11,51	11,11	-3,48	10,79	10,74	-0,45
7,89	8,44	7,02	11,51	11,13	-3,35	10,71	10,76	0,49

G. Validació de dades

7,89	8,41	6,53	11,5	11,04	-3,96	10,95	10,86	-0,83
7,89	8,4	6,36	11,53	11,11	-3,64	10,89	10,77	-1,1
7,9	8,4	6,35	11,51	11,09	-3,68	10,82	10,74	-0,7
7,9	8,45	6,85	11,52	11,11	-3,52	10,88	10,83	-0,39
8,3	8,77	5,71	11,59	11,15	-3,76	10,75	10,8	0,46
8,3	8,8	6,11	11,57	11,13	-3,75	10,74	10,84	0,87
8,31	8,74	5,22	11,58	11,11	-4,06	10,74	10,82	0,75
8,33	8,78	5,38	11,61	11,21	-3,37	10,73	10,79	0,61
8,33	8,8	5,61	11,6	11,14	-4,01	10,8	10,72	-0,72
8,35	8,79	5,33	11,59	11,17	-3,58	10,85	10,73	-1,11
8,34	8,77	5,19	11,59	11,12	-4,02	10,64	10,79	1,44
8,35	8,81	5,51	11,58	11,11	-4,1	10,77	10,87	0,86
8,35	8,82	5,73	11,57	11,12	-3,88	10,82	10,82	0,03
8,35	8,82	5,63	11,56	11,15	-3,52	10,66	10,81	1,44
8,48	8,91	5,07	11,65	11,23	-3,56	10,61	10,57	-0,31
8,5	8,93	5,05	11,63	11,21	-3,65	10,53	10,57	0,35
8,5	8,87	4,36	11,63	11,21	-3,6	10,43	10,6	1,62
8,49	8,92	5,01	11,69	11,31	-3,29	10,38	10,49	1,08
8,5	8,92	4,93	11,7	11,33	-3,09	10,33	10,45	1,15
8,47	8,93	5,35	11,7	11,32	-3,2	10,36	10,56	1,97
8,48	8,91	5,11	11,68	11,29	-3,31	10,22	10,33	1,08
8,47	8,92	5,29	11,68	11,24	-3,78	10,2	10,43	2,31
8,5	8,92	4,98	11,67	11,29	-3,21	10,18	10,31	1,27
8,5	8,97	5,5	11,64	11,29	-3,06	10,38	10,49	1,08
8,59	8,93	3,89	11,64	11,19	-3,86	9	9,27	3,01
8,6	8,95	4,06	11,63	11,19	-3,8	8,97	9,25	3,06
8,61	8,97	4,27	11,61	11,22	-3,4	8,95	9,15	2,23
8,58	8,89	3,63	11,59	11,19	-3,5	8,92	9,21	3,27
8,57	8,9	3,95	11,61	11,28	-2,91	8,92	9,11	2,19
8,58	8,96	4,46	11,62	11,26	-3,08	8,89	9,12	2,62
8,58	8,94	4,17	11,6	11,21	-3,33	8,9	9,12	2,56
8,57	8,95	4,36	11,59	11,29	-2,6	8,88	9,12	2,64
8,58	8,94	4,13	11,59	11,3	-2,54	8,92	9,11	2,19
8,56	8,94	4,39	11,57	11,11	-3,99	8,89	9,12	2,62

G. Validació de dades

2. Gas-cooler

To=-0.2°C, Tw,in=30.2°C								
TRANSCRÍTICO			MECHANICAL SUBCOOLING f=50Hz			MECHANICAL SUBCOOLING f=30Hz		
GAS-COOLER								
Q _{GC, CO2} (kW)	Q _{GC,w} (kW)	Error (%)	Q _{GC, CO2} (kW)	Q _{GC,w} (kW)	Error (%)	Q _{GC, CO2} (kW)	Q _{GC,w} (kW)	Error (%)
7,67	8,72	13,75	7,79	8,9	14,33	12,65	12,19	-3,64
7,67	8,75	14,11	7,82	8,9	13,79	12,57	12,32	-1,97
7,73	8,74	13,04	7,79	8,95	14,86	12,65	12,41	-1,9
7,69	8,75	13,88	7,78	8,85	13,8	12,64	12,27	-2,91
7,7	8,78	14,08	7,77	9,15	17,78	12,64	12,36	-2,2
7,7	8,82	14,51	7,75	8,73	12,67	12,65	12,3	-2,77
7,68	8,77	14,16	7,82	9,09	16,19	12,64	12,24	-3,14
7,73	8,77	13,4	7,76	9,09	17,15	12,61	12,26	-2,7
7,7	8,82	14,64	7,75	8,67	11,82	12,65	12,34	-2,44
7,67	8,81	14,83	7,76	8,71	12,24	12,67	12,24	-3,37
10,51	10,68	1,6	10,61	10,74	1,22	12,68	12,36	-2,49
10,52	10,65	1,19	10,65	10,75	0,95	12,68	12,45	-1,83
10,39	10,59	1,92	10,72	10,78	0,59	12,66	12,47	-1,51
10,53	10,72	1,79	10,62	10,7	0,79	12,67	12,5	-1,38
10,58	10,71	1,23	10,52	10,62	0,96	12,64	12,35	-2,29
10,56	10,66	0,9	10,58	10,71	1,24	12,63	12,41	-1,71
10,56	10,72	1,58	10,57	10,71	1,32	12,66	12,37	-2,3
10,57	10,69	1,14	10,52	10,59	0,69	12,65	12,36	-2,31
10,57	10,72	1,34	10,58	10,67	0,89	12,67	12,35	-2,53
10,6	10,69	0,79	10,61	10,71	0,95	12,68	12,15	-4,23
11,62	11,41	-1,79	11,61	11,39	-1,84	12,41	12,25	-1,27
11,62	11,39	-1,99	11,61	11,39	-1,81	12,37	12,19	-1,43
11,63	11,45	-1,5	11,53	11,32	-1,83	12,44	12,26	-1,49
11,65	11,44	-1,76	11,53	11,36	-1,52	12,39	12,2	-1,49
11,65	11,45	-1,69	11,53	11,36	-1,46	12,4	12,23	-1,39
11,68	11,49	-1,56	11,53	11,36	-1,47	12,41	12,25	-1,34
11,67	11,48	-1,63	11,53	11,41	-1,06	12,41	12,25	-1,27
11,66	11,52	-1,16	11,52	11,4	-1,08	12,37	12,19	-1,43

G. Validació de dades

11,67	11,53	-1,25	11,59	11,44	-1,26	12,44	12,26	-1,49
11,67	11,52	-1,37	11,62	11,45	-1,41	12,39	12,2	-1,49
12,16	11,85	-2,5	12,02	11,65	-3,02	12,13	11,91	-1,8
12,16	11,85	-2,52	12,02	11,67	-2,95	12,15	11,95	-1,67
12,19	11,9	-2,37	12,02	11,72	-2,5	12,22	11,93	-2,36
12,22	11,9	-2,57	12,07	11,73	-2,8	12,23	11,96	-2,16
12,23	11,98	-2,02	12,04	11,79	-2,14	12,23	11,94	-2,39
12,23	11,95	-2,29	12,06	11,73	-2,73	12,16	11,93	-1,94
12,23	11,93	-2,39	12,04	11,72	-2,64	12,18	11,93	-2,08
12,25	11,99	-2,13	12,04	11,68	-2,97	12,2	11,91	-2,42
12,24	11,98	-2,18	12,04	11,76	-2,32	12,17	11,9	-2,19
12,24	11,94	-2,44	12,05	11,79	-2,21	12,16	11,87	-2,34
12,43	12,1	-2,61	12,44	12,29	-1,21	11,22	11,17	-0,46
12,45	12,1	-2,87	12,43	12,31	-0,96	11,34	11,28	-0,56
12,46	12,09	-2,95	12,43	12,33	-0,74	11,38	11,26	-0,99
12,45	12,09	-2,94	12,46	12,34	-0,92	11,32	11,26	-0,52
12,47	12,11	-2,85	12,45	12,22	-1,87	11,33	11,22	-0,96
12,44	12,09	-2,79	12,47	12,27	-1,62	11,33	11,22	-0,97
12,44	12,14	-2,46	12,49	12,23	-2,07	11,24	11,15	-0,82
12,43	12,12	-2,5	12,51	12,2	-2,47	11,12	11,05	-0,67
12,47	12,12	-2,79	12,46	12,25	-1,71	11,16	11,06	-0,95
12,47	12,11	-2,88	12,44	12,15	-2,34	11,32	11,26	-0,52
12,66	12,34	-2,54	12,77	12,36	-3,26	7,86	9,03	14,95
12,68	12,35	-2,59	12,74	12,42	-2,51	7,86	9,09	15,58
12,67	12,37	-2,37	12,74	12,57	-1,33	7,82	9,01	15,13
12,64	12,38	-2,01	12,72	12,4	-2,54	7,75	8,92	15,15
12,63	12,36	-2,13	12,7	12,36	-2,65	7,77	8,96	15,32
12,65	12,34	-2,41	12,73	12,39	-2,68	7,73	8,96	15,88
12,64	12,37	-2,14	12,74	12,41	-2,65	7,75	8,94	15,29
12,64	12,31	-2,66	12,72	12,44	-2,17	7,73	8,93	15,49
12,66	12,29	-2,89	12,72	12,42	-2,3	7,77	8,96	15,32
12,64	12,35	-2,26	12,74	12,46	-2,23	7,73	8,96	15,88

G. Validació de dades

3. Condensador

To=-0.2°C, Tw,in=30.2°C					
MECHANICAL SUBCOOLING f=50Hz			MECHANICAL SUBCOOLING f=30Hz		
CONDENSADOR					
Qcond,CO2 (kW)	Qcond,w (kW)	Error (%)	Qcond,CO2 (kW)	Qcond,w (kW)	Error (%)
4,58	4,47	-2,56	2,2	2,11	-4,23
4,59	4,45	-3,05	2,23	2,05	-7,87
4,58	4,43	-3,29	2,22	2,22	0,21
4,58	4,5	-1,76	2,22	2,18	-2,07
4,59	4,3	-6,51	2,22	2,28	3,06
4,6	4,63	0,82	2,22	2,19	-1,15
4,59	4,31	-6,04	2,21	2,16	-2,21
4,59	4,32	-5,88	2,21	2,17	-1,87
4,6	4,67	1,7	2,22	2,13	-4,1
4,59	4,62	0,74	2,2	2,15	-2,44
3,83	3,76	-1,77	2,24	2,15	-4,18
3,81	3,71	-2,49	2,24	2,23	-0,6
3,81	3,74	-1,77	2,24	2,13	-5,29
3,83	3,72	-2,85	2,24	2,16	-3,42
3,83	3,76	-1,83	2,24	2,18	-2,56
3,82	3,75	-1,79	2,25	2,16	-4,11
3,83	3,75	-2,19	2,23	2,25	0,88
3,83	3,77	-1,45	2,24	2,21	-0,97
3,83	3,78	-1,36	2,24	2,26	0,64
3,85	3,72	-3,19	2,19	2,14	-2,44
3,48	3,46	-0,62	2,38	2,26	-4,97
3,5	3,44	-1,74	2,38	2,27	-4,61
3,51	3,45	-1,66	2,38	2,27	-4,87
3,49	3,48	-0,28	2,34	2,28	-2,85
3,51	3,43	-2,4	2,37	2,25	-5,04
3,51	3,43	-2,21	2,38	2,28	-4,51
3,48	3,4	-2,24	2,38	2,26	-4,97
3,51	3,4	-2,96	2,38	2,27	-4,61
3,51	3,45	-1,83	2,38	2,27	-4,87
3,48	3,42	-1,79	2,34	2,28	-2,85

G. Validació de dades

3,25	3,23	-0,6	2,48	2,43	-1,97
3,21	3,22	0,28	2,53	2,41	-4,67
3,25	3,22	-0,98	2,47	2,43	-1,72
3,22	3,21	-0,5	2,45	2,41	-1,62
3,23	3,22	-0,42	2,49	2,41	-3,39
3,25	3,2	-1,57	2,51	2,42	-3,71
3,21	3,21	-0,14	2,47	2,42	-1,95
3,26	3,2	-1,73	2,51	2,44	-2,88
3,2	3,19	-0,27	2,48	2,42	-2,21
3,23	3,16	-2,26	2,48	2,39	-3,35
3	2,9	-3,19	2,71	2,63	-2,98
3,03	2,85	-5,68	2,71	2,63	-2,99
3,04	2,9	-4,43	2,73	2,63	-3,53
3	2,89	-3,61	2,74	2,67	-2,67
3,02	2,9	-4,03	2,74	2,67	-2,68
3,04	2,94	-3,4	2,75	2,71	-1,39
3,01	2,96	-1,66	2,75	2,69	-2,42
3	2,97	-1,04	2,76	2,7	-2
3,03	2,91	-3,98	2,76	2,72	-1,72
3,01	2,93	-2,92	2,74	2,67	-2,67
2,85	2,83	-0,85	3,38	3,31	-2,13
2,8	2,77	-1,19	3,37	3,32	-1,53
2,84	2,71	-4,57	3,37	3,29	-2,55
2,83	2,81	-0,57	3,37	3,3	-2,15
2,81	2,81	-0,24	3,37	3,31	-1,79
2,84	2,77	-2,32	3,37	3,29	-2,4
2,81	2,75	-1,97	3,37	3,27	-3,15
2,85	2,76	-3,24	3,38	3,31	-2,04
2,82	2,79	-1,24	3,37	3,31	-1,79
12,74	12,46	-2,23	3,37	3,29	-2,4

H. Resultats experimentals

H. Resultats experimentals

1. Transcrític

PARÀMETRES ENERÈTICS							
CICLE CO2			CICLE MECHANICAL SUBCOOLING			CICLE COMPLET	
Pgc (bar)	Pc_CO2 (kW)	Qo (kW)	Pc_MS (kW)	Qo_MS (kW)	COP _{MS}	COP	Pctot (kW)
77,05	3,76	4,68				1,25	3,76
77,05	3,76	4,66				1,24	3,76
77,06	3,75	4,62				1,23	3,75
77,09	3,75	4,70				1,25	3,75
77,10	3,75	4,73				1,26	3,75
77,07	3,75	4,63				1,23	3,75
77,08	3,75	4,60				1,23	3,75
77,08	3,76	4,66				1,24	3,76
77,09	3,75	4,60				1,23	3,75
77,08	3,75	4,62				1,23	3,75
81,60	3,97	6,97				1,75	3,97
81,55	3,98	6,97				1,75	3,98
81,58	3,98	6,92				1,74	3,98
81,61	3,98	6,99				1,76	3,98
81,67	3,99	7,01				1,76	3,99
81,70	3,99	7,00				1,75	3,99
81,73	3,99	7,02				1,76	3,99
81,71	4,00	7,02				1,76	4,00
81,72	3,98	7,02				1,76	3,98
81,70	3,98	7,04				1,77	3,98
85,23	4,14	7,85				1,90	4,14
85,29	4,14	7,84				1,89	4,14
85,31	4,15	7,85				1,89	4,15
85,29	4,14	7,87				1,90	4,14
85,28	4,14	7,86				1,90	4,14
85,25	4,15	7,89				1,90	4,15
85,22	4,14	7,89				1,91	4,14
85,21	4,14	7,89				1,91	4,14
85,21	4,14	7,90				1,91	4,14
85,20	4,13	7,90				1,91	4,13
89,52	4,32	8,30				1,92	4,32
89,53	4,31	8,30				1,92	4,31

H. Resultats experimentals

89,63	4,32	8,31	1,92	4,32
89,64	4,32	8,33	1,93	4,32
89,61	4,32	8,33	1,93	4,32
89,59	4,32	8,35	1,93	4,32
89,57	4,32	8,34	1,93	4,32
89,55	4,32	8,35	1,94	4,32
89,55	4,32	8,35	1,93	4,32
89,54	4,32	8,35	1,93	4,32
93,37	4,47	8,48	1,90	4,47
93,40	4,47	8,50	1,90	4,47
93,41	4,47	8,50	1,90	4,47
93,44	4,46	8,49	1,90	4,46
93,47	4,46	8,50	1,91	4,46
93,49	4,46	8,47	1,90	4,46
93,51	4,47	8,48	1,90	4,47
93,49	4,49	8,47	1,89	4,49
93,50	4,49	8,50	1,89	4,49
93,49	4,50	8,50	1,89	4,50
97,77	4,64	8,59	1,85	4,64
97,75	4,65	8,60	1,85	4,65
97,77	4,65	8,61	1,85	4,65
97,70	4,64	8,58	1,85	4,64
97,78	4,64	8,57	1,85	4,64
97,76	4,64	8,58	1,85	4,64
97,77	4,64	8,58	1,85	4,64
97,86	4,64	8,57	1,85	4,64
97,88	4,64	8,58	1,85	4,64
97,85	4,64	8,56	1,85	4,64

2. Mechanical subcooling (30Hz)

PARÀMETRES ENERGÈTICS							
CICLE CO2			CICLE MECHANICAL SUBCOOLING			CICLE COMPLET	
Pgc (bar)	Pc_CO2 (kW)	Qo (kW)	Pc_MS (kW)	Qo_MS (kW)	COP _{MS}	COP	Pctot (kW)
99,05	4,69	10,74	0,39	1,88	4,80	2,11	5,08
98,97	4,68	10,77	0,39	1,90	4,86	2,12	5,07
99,17	4,69	10,73	0,39	1,88	4,85	2,11	5,08
99,13	4,68	10,74	0,39	1,87	4,80	2,12	5,08
99,27	4,69	10,72	0,39	1,88	4,78	2,11	5,08

H. Resultats experimentals

99,30	4,70	10,78	0,39	1,88	4,81	2,12	5,09
99,37	4,71	10,72	0,39	1,88	4,76	2,10	5,10
99,39	4,70	10,70	0,39	1,86	4,76	2,10	5,09
99,33	4,70	10,70	0,39	1,88	4,79	2,10	5,10
99,40	4,70	10,76	0,39	1,86	4,74	2,11	5,09
96,40	4,59	10,78	0,39	1,89	4,81	2,16	4,98
96,43	4,59	10,78	0,39	1,87	4,76	2,16	4,98
96,34	4,58	10,77	0,39	1,88	4,76	2,16	4,98
96,38	4,59	10,80	0,39	1,86	4,72	2,17	4,98
96,33	4,58	10,76	0,39	1,87	4,75	2,16	4,98
96,29	4,58	10,75	0,40	1,86	4,71	2,16	4,97
96,41	4,59	10,76	0,39	1,85	4,67	2,16	4,99
96,48	4,59	10,73	0,40	1,86	4,72	2,15	4,99
96,47	4,59	10,74	0,40	1,86	4,71	2,15	4,99
96,50	4,59	10,75	0,39	1,82	4,66	2,16	4,98
91,43	4,38	10,95	0,39	2,02	5,11	2,29	4,78
91,39	4,38	10,89	0,39	2,00	5,06	2,28	4,77
91,49	4,39	10,82	0,39	1,99	5,07	2,26	4,78
91,37	4,37	10,88	0,39	1,98	5,01	2,28	4,76
91,45	4,38	10,79	0,40	1,98	4,98	2,26	4,78
91,52	4,38	10,71	0,40	2,01	5,08	2,24	4,78
91,43	4,38	10,95	0,39	2,02	5,11	2,29	4,78
91,39	4,38	10,89	0,39	2,00	5,06	2,28	4,77
91,49	4,39	10,82	0,39	1,99	5,07	2,26	4,78
91,37	4,37	10,88	0,39	1,98	5,01	2,28	4,76
88,01	4,25	10,75	0,39	2,12	5,48	2,32	4,64
88,03	4,25	10,74	0,39	2,16	5,52	2,32	4,64
88,12	4,25	10,74	0,39	2,08	5,34	2,31	4,64
88,13	4,25	10,73	0,38	2,08	5,42	2,31	4,63
88,08	4,25	10,80	0,39	2,14	5,53	2,33	4,64
87,79	4,24	10,85	0,39	2,14	5,50	2,34	4,63
87,93	4,25	10,64	0,39	2,09	5,42	2,30	4,63
87,93	4,23	10,77	0,38	2,13	5,53	2,33	4,62
87,79	4,24	10,82	0,39	2,09	5,34	2,33	4,63
87,89	4,24	10,66	0,38	2,10	5,46	2,31	4,62
83,48	4,06	10,61	0,38	2,41	6,28	2,39	4,44
83,70	4,07	10,53	0,39	2,42	6,26	2,37	4,45
83,86	4,07	10,43	0,39	2,43	6,29	2,34	4,46
83,90	4,07	10,38	0,39	2,44	6,33	2,33	4,46
83,89	4,07	10,33	0,39	2,44	6,19	2,32	4,46
83,92	4,06	10,36	0,38	2,45	6,46	2,33	4,44
83,77	4,07	10,22	0,38	2,45	6,39	2,30	4,45
83,52	4,05	10,20	0,39	2,46	6,38	2,30	4,44
83,61	4,05	10,18	0,38	2,47	6,43	2,29	4,44

H. Resultats experimentals

83,90	4,07	10,38	0,39	2,44	6,33	2,33	4,46
77,57	3,79	9,00	0,36	3,15	8,67	2,17	4,16
77,53	3,79	8,97	0,37	3,14	8,60	2,16	4,16
77,45	3,78	8,95	0,36	3,14	8,63	2,16	4,15
77,35	3,78	8,92	0,36	3,14	8,63	2,15	4,14
77,43	3,79	8,92	0,36	3,15	8,68	2,15	4,15
77,48	3,78	8,89	0,36	3,15	8,68	2,14	4,15
77,41	3,79	8,90	0,36	3,15	8,73	2,15	4,15
77,39	3,79	8,88	0,36	3,15	8,78	2,14	4,15
77,43	3,79	8,92	0,36	3,15	8,68	2,15	4,15
77,48	3,78	8,89	0,36	3,15	8,68	2,14	4,15

3. Mechanical subcooling (50Hz)

PARÀMETRES ENERGÈTICS							
CICLE CO2			CICLE MECHANICAL SUBCOOLING			CICLE COMPLET	
Pgc (bar)	Pc_CO2 (kW)	Qo (kW)	Pc_MS (kW)	Qo_MS (kW)	COPMS	COP	Pctot (kW)
76,78	3,84	10,32	0,71	4,07	5,70	2,27	4,55
76,80	3,83	10,30	0,71	4,09	5,75	2,27	4,54
76,80	3,83	10,30	0,71	4,07	5,74	2,27	4,54
76,79	3,83	10,31	0,71	4,07	5,74	2,27	4,54
76,76	3,83	10,33	0,71	4,09	5,77	2,28	4,54
76,73	3,82	10,33	0,71	4,09	5,78	2,28	4,53
76,75	3,83	10,36	0,71	4,09	5,75	2,28	4,54
76,72	3,83	10,32	0,71	4,08	5,74	2,27	4,54
76,68	3,83	10,33	0,71	4,09	5,75	2,28	4,54
76,70	3,82	10,33	0,71	4,07	5,73	2,28	4,53
81,63	4,02	11,23	0,70	3,15	4,49	2,38	4,72
81,65	4,03	11,27	0,70	3,11	4,42	2,38	4,74
81,67	4,03	11,27	0,70	3,13	4,45	2,38	4,74
81,57	4,04	11,27	0,71	3,15	4,45	2,37	4,75
81,57	4,01	11,24	0,70	3,14	4,48	2,38	4,71
81,60	4,04	11,22	0,71	3,13	4,42	2,36	4,75
81,48	4,04	11,21	0,71	3,14	4,45	2,36	4,75
81,51	4,03	11,23	0,71	3,13	4,43	2,37	4,74
81,66	4,05	11,23	0,71	3,15	4,45	2,36	4,75
81,67	4,05	11,23	0,71	3,16	4,47	2,36	4,76
84,79	4,19	11,54	0,70	2,78	3,99	2,36	4,88
84,72	4,18	11,52	0,70	2,82	4,05	2,36	4,88

H. Resultats experimentals

84,65	4,17	11,52	0,70	2,83	4,06	2,37	4,87
84,59	4,16	11,51	0,70	2,79	4,01	2,37	4,86
84,48	4,17	11,51	0,69	2,83	4,09	2,37	4,86
84,50	4,15	11,51	0,69	2,79	4,07	2,38	4,84
84,58	4,16	11,50	0,70	2,78	3,98	2,37	4,86
84,59	4,17	11,53	0,70	2,83	4,03	2,37	4,87
84,65	4,19	11,51	0,71	2,80	3,96	2,35	4,89
84,75	4,16	11,52	0,69	2,79	4,03	2,37	4,85
87,76	4,30	11,59	0,70	2,55	3,67	2,32	5,00
87,77	4,30	11,57	0,68	2,53	3,71	2,32	4,98
87,73	4,29	11,58	0,68	2,55	3,75	2,33	4,97
87,90	4,31	11,61	0,68	2,54	3,73	2,33	4,99
87,81	4,31	11,60	0,69	2,52	3,66	2,32	5,00
87,80	4,30	11,59	0,69	2,56	3,70	2,32	5,00
87,76	4,29	11,59	0,69	2,52	3,66	2,33	4,98
87,73	4,27	11,58	0,68	2,56	3,75	2,34	4,96
87,80	4,30	11,57	0,69	2,51	3,64	2,32	4,99
87,75	4,28	11,56	0,69	2,55	3,72	2,33	4,97
91,52	4,45	11,65	0,69	2,35	3,42	2,27	5,14
91,58	4,43	11,63	0,68	2,36	3,45	2,27	5,11
91,56	4,43	11,63	0,69	2,38	3,45	2,27	5,12
91,51	4,42	11,69	0,69	2,34	3,39	2,29	5,11
91,58	4,43	11,70	0,69	2,35	3,43	2,29	5,12
91,77	4,45	11,70	0,69	2,37	3,45	2,28	5,14
91,91	4,45	11,68	0,69	2,36	3,43	2,27	5,14
91,79	4,44	11,68	0,69	2,34	3,42	2,28	5,12
91,52	4,44	11,67	0,69	2,37	3,43	2,27	5,13
91,59	4,43	11,64	0,69	2,35	3,40	2,27	5,12
97,42	4,66	11,64	0,68	2,20	3,22	2,18	5,35
97,28	4,65	11,63	0,68	2,16	3,19	2,18	5,33
97,30	4,65	11,61	0,68	2,20	3,22	2,18	5,33
97,34	4,65	11,59	0,68	2,16	3,20	2,18	5,33
97,11	4,64	11,61	0,67	2,17	3,21	2,19	5,31
97,24	4,63	11,62	0,68	2,18	3,21	2,19	5,31
97,34	4,64	11,60	0,68	2,16	3,19	2,18	5,32
97,39	4,64	11,59	0,68	2,19	3,23	2,18	5,32
97,45	4,65	11,59	0,68	2,16	3,17	2,18	5,33
97,30	4,65	11,57	0,68	2,15	3,16	2,17	5,33



PRESSUPOST



PRESSUPOST **119**

1. INTRODUCCIÓ	123
2. COST DEL MECHANICAL SUBCOOLING	123
3. COST DEL MATERIAL DE MESURA	124
4. COST TOTAL DEL PROJECTE	124

1. Introducció

En aquesta secció es presenten els costos econòmics de la realització i explotació del projecte. En primer lloc es mostrarà el cost econòmic que suposa la instal·lació. Després, es mostra el cost derivat dels assajos i estudis experimentals. Finalment, el cost total del projecte serà l'adició d'ambdós costos.

2. Cost del mechanical subcooling

En aquesta punt es tenen en compte els elements que es necessiten per a instal·lar un mechanical subcooling a un cicle ja existent. Els preus utilitzats són els establerts de venda al públic per els distribuïdors per a l'any 2015. Aquest pressupost no inclou la mà d'obra necessària per a la seva instal·lació, només el cost del material.

	Preu/unitat	Unitats	Preu (€)
Compressor Bitzer	1397	1	1397
Vàlvula E2V Carel	170	2	340
Driver EVO paer a EEV Carel	193	1	193
Transformador carril	64	1	64
Transmissor pressió Carel	69	1	69
Cable connector	11	1	11
Sonda ntc Carel	12,4	1	12,4
Cable amb pantalla Carel	38,6	1	38,6
Condensador	892	1	892
Subcooler Alfa Laval	822	1	822
Filtre deshumificador	11	1	11
Petit material	100	1	100
Pressostats	43	2	86
Flexibles pressostat	10,7	2	21,4
Visor	29	1	29
Solenoides	29,8	1	29,8
Quadre elèctric	400	1	400
Vàlvules de bola	37,7	4	150,8
Unions flexibles	25,5	2	51
TOTAL (€)			4718

Taula 4 – Pressupost del MS.

Pressupost

	Preu/Kg	Kg	Preu (€)
R1234yf	100	2,5	250
TOTAL (€)			250

Taula 5 – Cost del refrigerant.

3. Cost del material de mesura

Com que en aquest projecte es volien analitzar les millores introduïdes al cicle de CO₂ transcíric, han sigut necessaris elements de mesura. Aquest pressupost només engloba els nous dispositius que has sigut instal·lats, però l'estudi a fet servir també els ja instal·lats en el cicle original.

	Preu/unitat	Unitats	Preu (€)
Cabalímetre Coriolis	4000	1	4000
Sondes de pressió	200	4	800
Termoparells	10	10	100
TOTAL (€)			4900

Taula 6 – Cost del material de mesura.

4. Cost total del projecte

El pressupost total d'aquest projecte és de 9868€, incloent material necessari tant per a la fabricació del mechanical subcooling com per a l'estudi d'aquest.

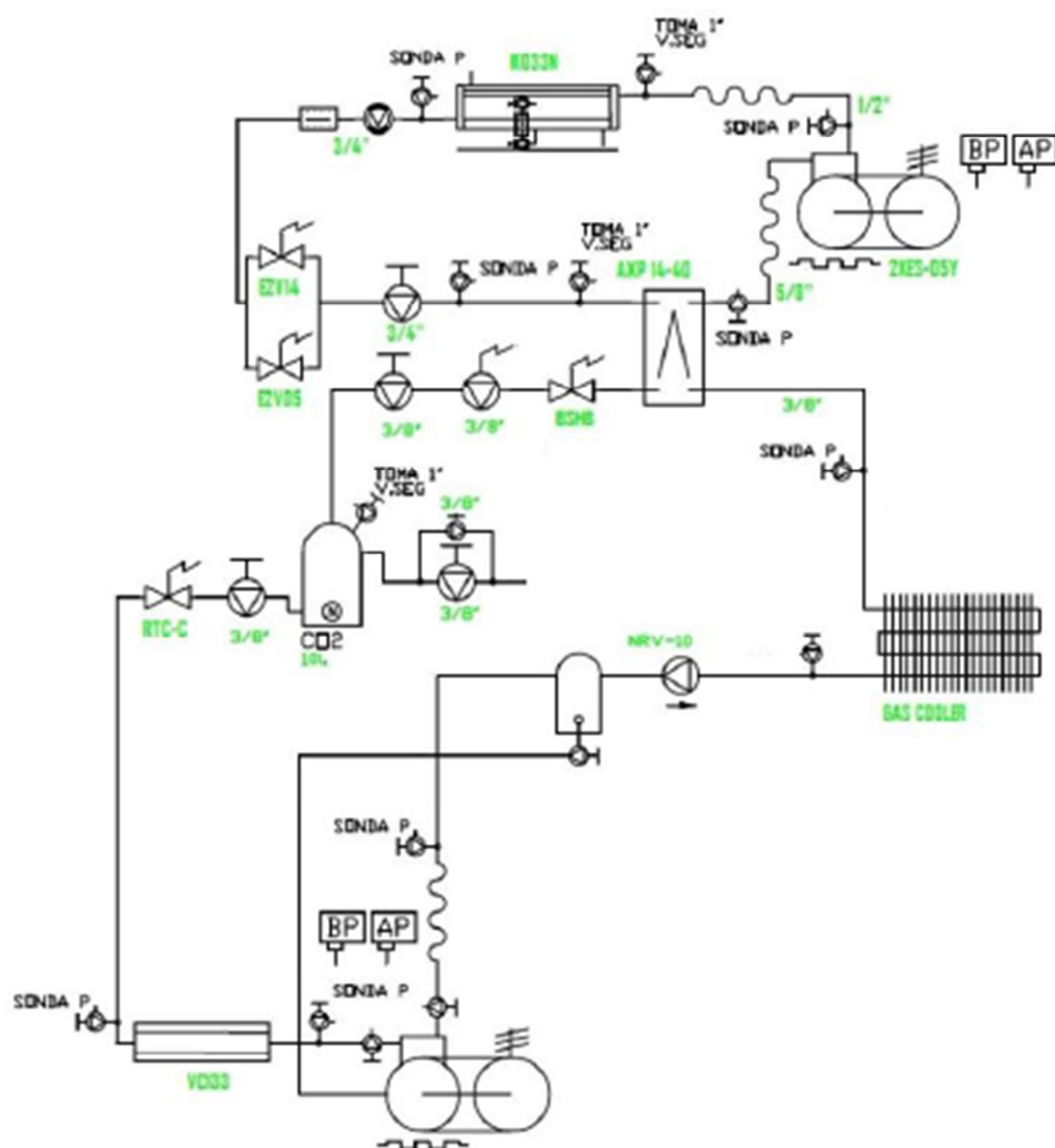
	Preu (€)
Mechanical Subcooling	4718
Refrigerant	250
Material de mesura	4900
TOTAL (€)	9868

Taula 7 – Cost total del projecte.



PLÀNOLS





CLIENT:
 REFERÈNCIA:
 DENOMINACIÓ
ESQUEMA FRIGORÍFIC

PLÀNOL Nº: 1

DATA: 09/01/16

DIBUIXAT: L.NEBOT