

**Suporte ao Desenvolvimento de Bombas de Calor para  
Aquecimento de Águas Quentes Sanitárias**

**BOSCH – Thermotechnik GmbH**

**Igor Basilio Rebelo Portela Ribeiro**

**Dissertação MIEM**

**Orientador na BOSCH: Eng. Renato Sousa**

**Orientador na FEUP: Prof. Óscar Mota**



**BOSCH**



**FEUP**

**Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto**

**Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica – Energia Térmica**

**Julho / 2011 / Porto**





## Resumo

O trabalho aqui apresentado foi realizado em ambiente empresarial na *BOSCH-Thermotechnik GmbH*, como projecto de final de curso para a obtenção do Grau de Mestre em Energia Térmica pela Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

Este trabalho foi efectuado em torno de bombas de calor para aquecimento de águas quentes sanitárias, desenvolvidas pelo departamento de desenvolvimento da BOSCH–Termotecnologia em Aveiro. Os valores aqui apresentados são estritamente confidenciais, todos os direitos em relação a qualquer disposição, exploração, reprodução, edição, distribuição bem como em caso de pedidos de direitos de propriedade industrial são reservados à © *Bosch-Thermotechnik GmbH*.

São aqui apresentados casos de estudo de desenvolvimento da bomba de calor DHW HP270 E. São apresentados ensaios laboratoriais com a configuração inicial (situação quando se iniciou a dissertação) do módulo da HP270 os quais são a base comparativa para os ensaios efectuados com a alteração dos diversos componentes constituintes do módulo. Todos os ensaios realizados têm como objectivo primordial a melhoria do COP da HP270, de forma a cumprir os requisitos impostos pelo mercado.

É realizada uma abordagem a diversas derivações do projecto da DHW HP270 E, tais como, tanque despressurizado, apoio solar independente, recirculação de água e o módulo “split”. Estas derivações são encaradas como futuros desenvolvimentos a realizar em torno da DHW HP270 E, de forma a aumentar o leque de escolhas de produtos por parte do utilizador.

É ainda apresentado uma abordagem ao projecto de uma bomba de calor para águas quentes sanitárias para funcionamento a temperaturas ambiente de -10°C a 35°C. Este projecto encontra-se numa fase inicial de desenvolvimento e o seu avanço tem-se vindo a atrasar devido a alguns atrasos relativos aos testes da DHW HP270 E, os quais têm ocupado todos os meios e colaboradores, que se encontram em simultâneo nos dois projectos.

Pretende-se com este trabalho resumir e referir alguns estudos e tarefas efectuadas ao longo de quatro meses de acompanhamento e suporte ao desenvolvimento dos diferentes projectos de bombas de calor para águas quentes sanitárias. O trabalho seria mais rico se o acompanhamento dos projectos tivesse sido realizado desde o início, o que não é viável devido às limitações de tempo impostas pela dissertação. Tendo sido acompanhado numa fase final fica sempre algumas dúvidas e questões no ar. A rotatividade dos membros da equipa do projecto ao longo do seu desenvolvimento também contribui em parte para este factor.

## Abstract

The paper here presented was conceded in an industrial environment at BOSCH-Thermotechnik GmbH, it's purpose is to obtain a Masters degree in Thermal Engineering by the "Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto".

This paper was made around a heat pump for heating domestic hot water, developed by the department of developing products of BOSCH-Thermotechnology in Aveiro. The values here presented are strictly confidential, © Bosch-Thermotechnology GmbH. All rights reserved, also regarding any disposal, exploitation, reproduction, editing, distribution, as well as in the event of applications for industrial property rights.

Here is presented study cases of developing the heat pump DHW HP270 E. It is presented lab tests with the initial configuration (situation when started writing this paper) of de module of the HP270, these are the comparative base for the tests developed with new components tested on the module. All lab tests have a focus on better COP of the HP270, to reach the market requirements.

It is also presented an approach to a project of a heat pump for heating domestic hot water, but for working range air temperatures of  $-10^{\circ}\text{C}$  to  $35^{\circ}\text{C}$ . This project finds it self in an initial phase of development and it's development has been restricted by some delays on the tests of the DHW HP270 E, these have occupied at full time the lab resources and personal.

It is pretended with this paper to resume and reference some studies and tasks done along four months of accompaniment and support of the development of different projects of heat pumps for domestic hot water. This paper would be richer if the accompaniment would of been done from the birth of the project, since it was only made on a final phase there are always dough's and questions in the air. The constant substitution of the members of the project team also contributed for this factor.

## Agradecimentos

Durante este projecto, muitos foram os que proporcionaram o desenvolvimento da investigação. A todos os envolvidos os meus sinceros agradecimentos.

Agradeço à BOSCH-Thermotechnik GmbH pela disponibilidade e recepção nas suas instalações para a realização do meu Projecto de Final de Curso.

Um obrigado especial ao Director do Departamento do Desenvolvimento da BOSCH, o Eng.º Sérgio Salústio, pela orientação, apoio, incentivo e pela disponibilização de todos os meios para que este projecto se realizasse.

Um obrigado a toda a equipa de projecto das bombas de calor, Eng. Rui Sobral (Project leader), Eng. Renato Sousa (desenvolvimento), Eng. João Pôtra (desenvolvimento), Eng. Sérgio Ferreira (electrónica), Eng. Nuno Beça (CAD), Eng. Ricardo Ferreira (CAD) e Eng. Ricardo Clérigo (desenvolvimento), pela participação activa neste trabalho e pela disponibilização de toda a informação utilizada.

Um grande obrigado à equipa de laboratório, Eng. João Capela (responsável), Sr. Rodrigues (prototipagem) e especialmente ao Eng. Hélder Cruz e ao Eng. Pedro Lares pelo apoio e ensinamento quanto aos equipamentos laboratoriais.

Um também especial agradecimento a toda a equipa da do Departamento de Desenvolvimento, os quais me receberam e fizeram com que me integrasse e os quais proporcionaram um bom ambiente de trabalho.

Um grande agradecimento a pessoa que esteve sempre disponível, que me acompanhou durante todo o estágio e me orientou fora da empresa, o Prof.º Óscar Mota da FEUP.

O maior e mais especial agradecimento é para os meus pais, os quais sempre me apoiaram e incentivaram, é a eles que dedico e devo este trabalho, sem eles nada teria sido possível. Obrigado Mãe obrigado Pai.

Por fim, a todos os que directa e indirectamente me ajudaram na realização deste trabalho e que não foi mencionado aqui o meu agradecimento.

Um Muito Obrigado.

## Índice

Resumo .....	ii
Abstract .....	iii
Agradecimentos .....	iv
Glossário .....	ix
Introdução.....	1
Objectivos .....	3
Gerais.....	3
Específicos .....	3
BOSCH - Thermotechnik GmbH.....	4
Valores BOSCH.....	5
Marcos Históricos da BOSCH Termotecnologia AvP .....	6
Bomba de Calor DHW HP270 E.....	7
Dados Técnicos.....	9
Princípio de Funcionamento .....	11
Conceitos .....	12
Bomba de Calor.....	12
Diagramas de Mollier ou P-h.....	13
Ciclo de compressão de vapor.....	14
Coefficient of Performance COP .....	16
Factores que influenciam o COP .....	17
COP Segundo a EN 255-3.....	20
Bomba de Calor DWH HP270 E - Projecto 8048 .....	24
Ensaio/Testes.....	24
Ventiladores.....	25
COP Instantâneo .....	29
Permutador de placas.....	31
Nova Geração DHW HP270 E .....	36
SPLIT .....	36
Tanque Despressurizado.....	38
Recirculação.....	39
Apóio Solar Independente do Tanque.....	41
Bomba de Calor DHW HP270 E - Projecto 8152 .....	42
Desenvolvimento Futuro do Projecto 8152.....	45

Considerações Finais .....	47
Referências Bibliográficas .....	49
Anexos .....	51
Anexo A - Gráficos Permutador de Placas .....	52
Anexo B – Diagrama P-h Comparação de Condensadores.....	53
Anexo C – Diagramas P-h, Comparação entre Ventiladores Baixa Velocidade.....	54
Anexo D – Diagramas P-h, Comparação de Ventiladores Alta Velocidade.....	57
Anexo E – Diagrama P-h, Comparação de Permutadores de Placas .....	60
Anexo F - Ventiladores “Data Sheet” .....	61
Anexo G – Compressor “Data Sheet” .....	62
Anexo H – Condensador de Placas “Data Sheet”.....	65
Anexo I – Bomba Circuladora de Água “Data Sheet”.....	66
Anexo J - Posters / Apresentações .....	67

## Índice de Figuras

FIG. 1 - INSTALAÇÕES DA BOSCH TERMOTECNOLOGIA EM AVEIRO, PORTUGAL. ....	4
FIG. 2 - DIVERSAS MARCAS REPRESENTATIVAS DA BOSCH - TERMOTECNOLOGIA. ....	4
FIG. 3 - ROBERT BOSCH, O HOMEM QUE DEU NOME E FUNDOU A BOSCH. ....	5
FIG. 4 - ESQUEMA DAS TRANSFERÊNCIAS DE ENERGIA NA HP270. ....	7
FIG. 5 - DESIGNAÇÃO DHW HP 270 E. ....	8
FIG. 6 – DHW HP270 EUROPE. ....	8
FIG. 7 - DESENHO TÉCNICO HP270. ....	10
FIG. 8 - ESQUEMA DO PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DA HP270. ....	11
FIG. 9 - DIAGRAMA P-H ESQUEMÁTICO DE UMA BOMBA DE CALOR / MÁQUINA FRIGORÍFICA. ....	12
FIG. 10 - INTERPRETAÇÃO DO DIAGRAMA DE MOLLIER. ....	13
FIG. 11 - CICLO DE COMPRESSÃO DE VAPOR TEÓRICO E OS RESPECTIVOS CONSTITUINTES. ....	14
FIG. 12 - CICLO DE COMPRESSÃO DE VAPOR TEÓRICO VS REAL. ....	15
FIG. 13 - VARIAÇÃO DO COP COM A TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO. ....	17
FIG. 14 - VARIAÇÃO DO COP COM A TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO. ....	18
FIG. 15 – VARIAÇÃO DO COP COM O SUBARREFECIMENTO. ....	18
FIG. 16 - VARIAÇÃO DO COP COM O SOBREAQUECIMENTO. ....	19
FIG. 17 – EVOLUÇÃO DA TEMPERATURA AO LONGO DE UM TESTE DE COP SEGUNDO A EN255-3. ....	22
FIG. 18 - ESQUEMA DO APARELHO PARA TESTE. ....	20
FIG. 19 - MÓDULO DA HP270. ....	24
FIG. 20 - COP INSTANTÂNEO VS RUÍDO PARA VENTILADOR COM DIFERENTES CONDENSADORES. ....	25
FIG. 21 - COP INSTANTÂNEO VS POTÊNCIA TÉRMICA TRANSFERIDA. ....	26
FIG. 22 - RUÍDO VS VELOCIDADE DE ROTAÇÃO. ....	27
FIG. 23 - RUÍDO VS POTÊNCIA CONSUMIDA. ....	27
FIG. 24 - RUÍDO VS RPM GEOMETRIA RADICAL. ....	28
FIG. 25 - POTÊNCIA CONSUMIDA VS RPM, GEOMETRIA RADICAL. ....	28
FIG. 26 - ESQUEMA DE MONTAGEM DOS TERMOPARES. ....	29
FIG. 27 - COP INSTANTÂNEO VS T2 DIFERENTES VENTILADOR A BAIXA VELOCIDADE. ....	30
FIG. 28 - COP INSTANTÂNEO VS T2, VENTILADOR A ALTA VELOCIDADE. ....	30
FIG. 29 - PERMUTADOR DE PLACAS COM FLUXO EM CONTRA-CORRENTE. ....	31
FIG. 30 - EVOLUÇÃO DAS TEMPERATURAS NO CONDENSADOR DE PLACAS COM FLUXO EM CONTRA-CORRENTE. ....	32
FIG. 31 - VARIAÇÃO DA POTÊNCIA TÉRMICA TRANSFERIDA COM O AUMENTO DO NÚMERO DE PLACAS. ....	33
FIG. 32 - COMPARAÇÃO ENTRE PERMUTADORES DE 6 E 10 PLACAS. ....	34
FIG. 33 - PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DA HP270 “SPLIT”. ....	36
FIG. 34 – APARENCIA FINAL DOS MÓDULOS DA HP (SPLIT À DIREITA). ....	37
FIG. 35 - PROTÓTIPO DO MÓDULO SPLIT ELABORADO. ....	37
FIG. 36 - PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DO MÓDULO COM TANQUE DESPRESSURIZADO. ....	38
FIG. 37 - MÓDULO DA HP270 PARA TANQUE DESPRESSURIZADO. ....	38
FIG. 38 - PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DA PROPOSTA DE RECIRCULAÇÃO. ....	39
FIG. 39 - MÓDULO DA HP270 PARA A RECIRCULAÇÃO. ....	40
FIG. 40 - VÁLVULA DE TRÊS VIAS. ....	40
FIG. 41 - PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DO APOIO SOLAR INDEPENDENTE DO TANQUE. ....	41
FIG. 42 - MÓDULO PARA O SISTEMA SOLAR INDEPENDENTE DO TANQUE. ....	41
FIG. 43 - CONCEITO DO PROJECTO 8152. ....	42
FIG. 44 - ESQUEMA DO MÓDULO DO PROJECTO 8152. ....	43
FIG. 45 - ILUSTRAÇÃO DO BYPASS DO AR NO MÓDULO. ....	44

## Suporte ao Desenvolvimento de Bombas de Calor para Águas Quentes Sanitárias

FIG. 46 - PRIMEIRO DEFROST, A-SAMPLE .....	44
FIG. 47 - EVOLUÇÃO DE TEMPERATURAS DO PROJECTO 8152, A-SAMPLE. ....	45
FIG. 48 - DIAGRAMA P-H COMPARATIVO ENTRE VENTILADORES COM DIFERENTES CONDENSADORES, $T_{W\text{IN}}=15^{\circ}\text{C}$ . ....	53
FIG. 49 - DIAGRAMA P-H COMPARATIVO ENTRE VENTILADORES A BAIXA VELOCIDADE $T_{W\text{IN}}=15^{\circ}\text{C}$ . ....	54
FIG. 50 - DIAGRAMA P-H COMPARATIVO ENTRE VENTILADORES A BAIXA VELOCIDADE $T_{W\text{IN}}=30^{\circ}\text{C}$ . ....	55
FIG. 51 - DIAGRAMA P-H COMPARATIVO ENTRE VENTILADORES A BAIXA VELOCIDADE $T_{W\text{IN}}=45^{\circ}\text{C}$ . ....	56
FIG. 52 - DIAGRAMA P-H COMPARATIVO ENTRE VENTILADORES A ALTA VELOCIDADE $T_{W\text{IN}}=15^{\circ}\text{C}$ . ....	57
FIG. 53 - DIAGRAMA P-H COMPARATIVO ENTRE VENTILADORES A ALTA VELOCIDADE $T_{W\text{IN}}=30^{\circ}\text{C}$ . ....	58
FIG. 54 - DIAGRAMA P-H COMPARATIVO ENTRE VENTILADORES A ALTA VELOCIDADE $T_{W\text{IN}}=45^{\circ}\text{C}$ . ....	59
FIG. 55 - DIAGRAMA P-H, COMPARAÇÃO ENTRE PERMUTADORES DE PLACAS. ....	60

## Índice de Tabelas

TABELA 1 - DADOS TÉCNICOS DA DWH HP270 E. ....	9
TABELA 2 - SUMÁRIO DA MEDIÇÃO DE PARÂMETROS PARA A DETERMINAÇÃO DO COP. ....	23
TABELA 3- COMPARAÇÃO SENSORES PARA DETECÇÃO DA FORMAÇÃO DE GELO NO EVAPORADOR. ....	46

## Glossário

A – Área (m<sup>2</sup>);

$c_p$  – Calor específico (J/(kg.K));

$c_{pw}$  – Calor específico a pressão constante da água no intervalo entre  $\theta_{wh}$  e  $\theta_{wc}$ . (EN255-3);

h – Entalpia (kJ/kg);

$h_i$  – Coeficiente de transferência de calor por convecção (W/(m<sup>2</sup>.K));

HR – Humidade relativa (%);

k – Condutividade térmica (W/(m.K));

l – Comprimento (m)

m – Caudal (kg/s);

Nu – Número de Nusselt;

P – Pressão (Pa ou Bar);

$P_{es}$  – Potência efectiva no período de “standby” (EN255-3);

Pr – Número de Prandtl;

Q – Potência térmica (W);

$q_{wh}$  – Caudal de vazamento do tanque (EN255-3) ;

$R_c$  – Resistência por condução;

$R_{cv}$  – Resistência por convecção;

Re – Número de Reynolds;

s – Entropia (kJ/(kg.K));

T – Temperatura (°C);

$T_{react}$  – Temperatura de rearme da bomba de calor (EN255-3);

$T_{ref}$  – Temperatura de referência para o termóstato desligar a bomba de calor (EN255-3);

t – Tempo (s);

$t_t$  – Tempo de vazamento e de reaquecimento (EN255-3);

$t_s$  – Tempo de “standby” (EN255-3);

U – Coeficiente global de transferência de calor;

V – Volume ( $m^3$ );

$V_n$  – Volume nominal do tanque (EN255-3);

v – Velocidade (m/s);

W – Trabalho (W);

$W_{et}$  – Energia de reaquecimento (EN255-3);

$W_{es}$  – Energia durante o período de “ standby” (EN255-3);

X – Titulo (%);

$\Theta_{wh}$  – Temperatura de saída da água (EN255-3);

$\Theta_{wc}$  – Temperatura de entrada da água ( $\Theta_{wc}=15^\circ\text{C}$ ) (EN255-3)

$\rho_{wh}$  – Densidade da água no caudalímetro (EN255-3);

$\nu$  – Viscosidade cinemática (Pa.s);

$\delta$  – Comprimento característico (m);

## Abreviaturas

AQS – Águas quentes sanitárias;

COP – “Coefficient of performance”;

HP – “Heat Pump” (Bomba de Calor);

PHE – “Plate Heat Exchanger” (Permutador de Placas)

DHW – “Domestic Hot Water” (Água Quente Domestica);

DCW – “Domestic Cold Water” (Água da Rede);

GmbH – “Gesellschaft mit beschränkter Haftung”, (Sociedade de Responsabilidade Limitada);

AvP – Aveiro Portugal.

AC – Ar Condicionado.

## Introdução

A situação actual ambiental a nível mundial começa a preocupar o ser humano. Durante anos a fim utilizou-se e abusou-se de produtos, máquinas e fontes energéticas sem haver a preocupação com o impacto ambiental que estes provocam. Desta forma a consciência começa a nos pesar a todos, e cabe-nos a cada um de nós fazer algo para que a situação não se agrave mais do que aquilo que está.

A destruição da camada de ozono da Terra tem-se vindo a reflectir nas alterações ambientais de ano para ano com o aumento do denominado “efeito de estufa”, isto principalmente devido à industrialização crescente dos países. Esta industrialização é um bom sinal a nível de desenvolvimento das sociedades, mas no entanto para que tal aconteça a população Mundial ainda está muito dependente dos combustíveis fósseis, os quais devido à libertação de gases carbónicos são os principais responsáveis pela destruição do ozono na atmosfera.

Nos últimos 20 anos tem-se assistido a uma preocupação a nível ambiental por parte do ser humano que até hoje não se via, nasceu uma necessidade “natural” de criar alternativas aos combustíveis fósseis, daí a utilização e desenvolvimento das “energias limpas”.

As empresas cada vez mais nos seus departamentos de desenvolvimento de produtos, estão a apostar em produtos “amigos do ambiente”, isto é, a desenvolver máquinas mais eficientes. O que há uns anos atrás não era tão relevante na competitividade entre empresas agora transformou-se no principal factor competitivo, a eficiência energética, o que torna o desenvolvimento de produtos num desafio diário. Isto significa otimizar os consumos energéticos dos produtos produzidos, ou seja, o produto tem de cumprir a sua função mas gastando menos energia. Pode-se ainda referir a eficiência económica, isto tanto para as empresas como para o utilizador; quanto menos recursos se gastar na produção ou utilização mais económico se torna o produto.

O aquecimento de Águas Quentes Sanitárias (AQS), pode-se considerar um bem necessário nos países minimamente desenvolvidos. Os sistemas mais vulgares para aquecimento das AQS, dependem do consumo de combustíveis fósseis ou do consumo exagerado de energia eléctrica. A HP270 (produto em desenvolvimento ao longo deste trabalho), vem ao encontro disto, tem como objectivo fornecer AQS a baixo custo e de forma eficiente. Este tipo de produtos “amigos do ambiente”, neste momento não são acessíveis a qualquer pessoa devido ao seu custo, apesar do investimento acabar por ser abatido a médio/longo prazo. Daí a importância do desenvolvimento deste tipo de produtos, ao serem desenvolvidos produtos mais eficientes o investimento inicial é retornado mais depressa o que incentivará a população a comprar este tipo de produtos contribuindo assim para um bem geral.

## Suporte ao Desenvolvimento de Bombas de Calor para Águas Quentes Sanitárias

Esta dissertação teve início numa altura em que a BOSCH já estava numa fase final de testes e ajustes da bomba de calor HP270, pelo que o tema escolhido para o projecto foi “suporte ao desenvolvimento de bombas de calor para AQS”. Inicialmente não foi fácil de acompanhar todo o trabalho já desenvolvido ao longo de dois anos e meio. A dissertação visava clarificar algumas situações, o que exigiu a familiarização com o equipamento laboratorial e a realização de testes para a obtenção e análise dos dados.

## **Objectivos**

### **Gerais**

Perceber o funcionamento do departamento do desenvolvimento da BOSCH-Termotecnologia, de forma a existir autonomia a nível de processos burocráticos.

Compreender o funcionamento e manuseamento dos diversos equipamentos de laboratório tanto a nível de “software” como de “hardware”, de forma a ser autónomo na elaboração de ensaios laboratoriais.

Enquadrar-se no estado actual do projecto da bomba de calor, analisando todo o trabalho efectuado até à data, podendo assim dar continuação e suporte ao desenvolvimento de um ponto de vista crítico. Tanto no projecto 8048 (gama de +7 °C a +35°C temperatura ambiente) como no projecto 8152 (gama de -10°C a +35°C temperatura ambiente).

### **Específicos**

Ensaiair “performance” dos módulos da bomba de calor em diferentes condições de forma autónoma efectuando o registo e análise dos resultados.

Caracterizar a área de funcionamento dos módulos da bomba de calor através do Diagrama de Mollier, com base nos ensaios efectuados anteriormente.

Identificar componentes chave para melhoria da performance da bomba de calor actual.

Validar conceitos para novas gerações da bomba de calor, “Pressureless Tank”, “Split Module”, “Recirculation” e “Independent Solar Back Up”.

Integrar e dar suporte ao projecto da bomba de calor para funcionamento a temperaturas negativas.

## BOSCH - Thermotechnik GmbH

A BOSCH - Thermotechnik GmbH representa a divisão de Termotecnologia do Grupo BOSCH, esta divisão do Grupo é líder europeu a nível de produtos para aquecimento e soluções para AQS.

A BOSCH Termotecnologia é proprietária de fortes marcas a nível internacional e nacional (figura 2), com uma variada gama de produtos a ser produzida em 21 fábricas, 11 na Europa, e o resto na América do Norte e Ásia. A figura 1 mostra as Instalações em Aveiro Portugal, e a descrição dos diferentes edifícios.



Fig. 1 - Instalações da BOSCH Termotecnologia em Aveiro, Portugal.



Fig. 2 - Diversas marcas representativas da BOSCH - Termotecnologia.

## Valores BOSCH

De seguida são apresentados os valores aos quais se regem o grupo BOSCH GmbH

Orientação para o futuro e resultados - A fim de assegurar o desenvolvimento dinâmico da empresa e para garantir o sucesso empresarial a longo prazo, participam na formação nas alterações dos mercados e tecnologias. Ao fazer isso, fornecem aos seus clientes soluções inovadoras e aos seus colaboradores empregos

Responsabilidade – Aceitam que as acções devem estar de acordo com os interesses da sociedade. Acima de tudo, colocam a segurança dos utilizadores, o aproveitamento económico dos recursos e a sustentabilidade ambiental.

Iniciativa e determinação - Agem com iniciativa própria, com espírito empreendedor, mas responsável, e demonstram determinação em cumprir os seus objectivos.

Abertura e confiança - Informam os associados, parceiros comerciais e investidores em tempo hábil e estão sempre abertos a propostas de desenvolvimento dentro de empresa. Esta é a melhor base para uma relação de confiança.

Seriedade e honestidade - Vêm a justiça mútua como condição para o seu sucesso empresarial, ao lidar com o outro e com seus parceiros de negócios.

Confiabilidade, credibilidade e legalidade - Prometem apenas o que podem oferecer, aceitam os acordos, respeitam, observam a lei em todas as nossas transacções de negócios.

Diversidade cultural – Estão cientes das origens e culturas da empresa e ao mesmo tempo respeitam a diversidade como um activo, bem como uma pré-condição do seu sucesso global.

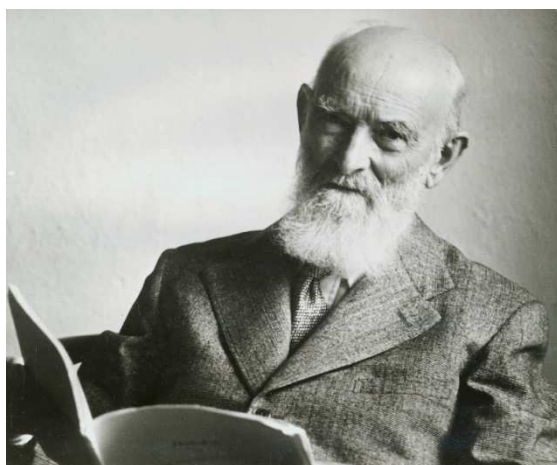


Fig. 3 - Robert Bosch, o homem que deu nome e fundou a BOSCH.

## **Marcos Históricos da BOSCH Termotecnologia AvP**

Como qualquer empresa existiu sempre um início e marcos que ficam ao longo da história, Seguidamente são apresentadas datas que marcaram o desenvolvimento da BOSCH - Termotecnologia, marcos que fazem a história desta empresa em Aveiro, Portugal.

- 2011** – Início da produção de Bombas de Calor;
- 2007** – Início da produção de Colectores Solares;
- 2005** – Unidade de Negocio na área do Aquecimento de Agua;
- 2004** – Centro de Competência para água quente doméstica;
- 2001** – Responsabilidade Mundial por gestão de produto e desenvolvimento de esquentadores.
- 1999** – Produção de 1 milhão de esquentadores;
- 1998** – Grupo BOSCH torna-se accionista único;
- 1996** – Início da produção de caldeiras; início do licenciamento de terceiros;
- 1993** – Criação do Departamento de Desenvolvimento;
- 1992** – Líder Europeu no fabrico de esquentadores;
- 1988** – Grupo BOSCH adquire maioria do capital Vulcano;
- 1977** – Fundação da Vulcano e contracto de Licenciamento com o Grupo BOSCH.

## Bomba de Calor DHW HP270 E

A HP270 é uma máquina termodinâmica que retira calor do ar que a rodeia ( $Q_{in}$ ) através de um evaporador e depois transfere-o para a água através do condensador ( $Q_{out}$ ), entre estes dois processos existe um compressor que realiza trabalho ( $W$ ). O calor fornecido à água, através da 1ª lei da termodinâmica é igual ao calor retirado pelo evaporador mais o trabalho realizado pelo compressor. (figura 4)

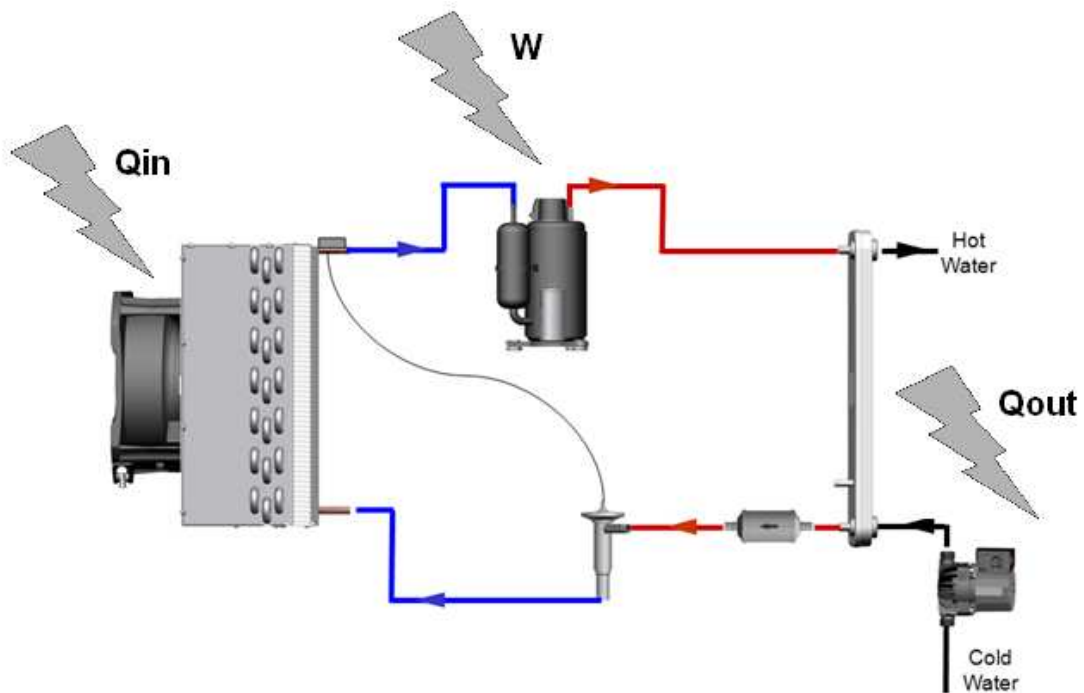


Fig. 4 - Esquema das transferências de energia na HP270.

Permite poupanças na ordem dos 70% a nível energético quando comparada com outros sistemas de aquecimento de águas sanitárias (AQS) que funcionam com combustíveis fósseis. Esta poupança não só beneficia o utilizador monetária mente como também beneficia o ambiente diminuindo a libertação de gases de efeito estufa, libertados pela queima de combustíveis fósseis.

A figura 5 mostra a explicação da designação da bomba de calor.

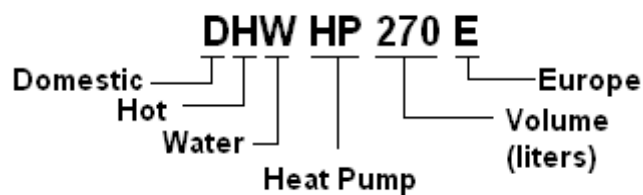


Fig. 5 - Designação DHW HP 270 E.

A instalação da HP270 deverá ser num espaço interior “não habitável”, normalmente em garagens ou sótãos, estes locais costumam ser húmidos, a HP270 além de aquecer a água desumidifica o ar caso o utilizador o pretenda, para isto não é realizada uma instalação com condutas tanto de entrada como de saída do ar.



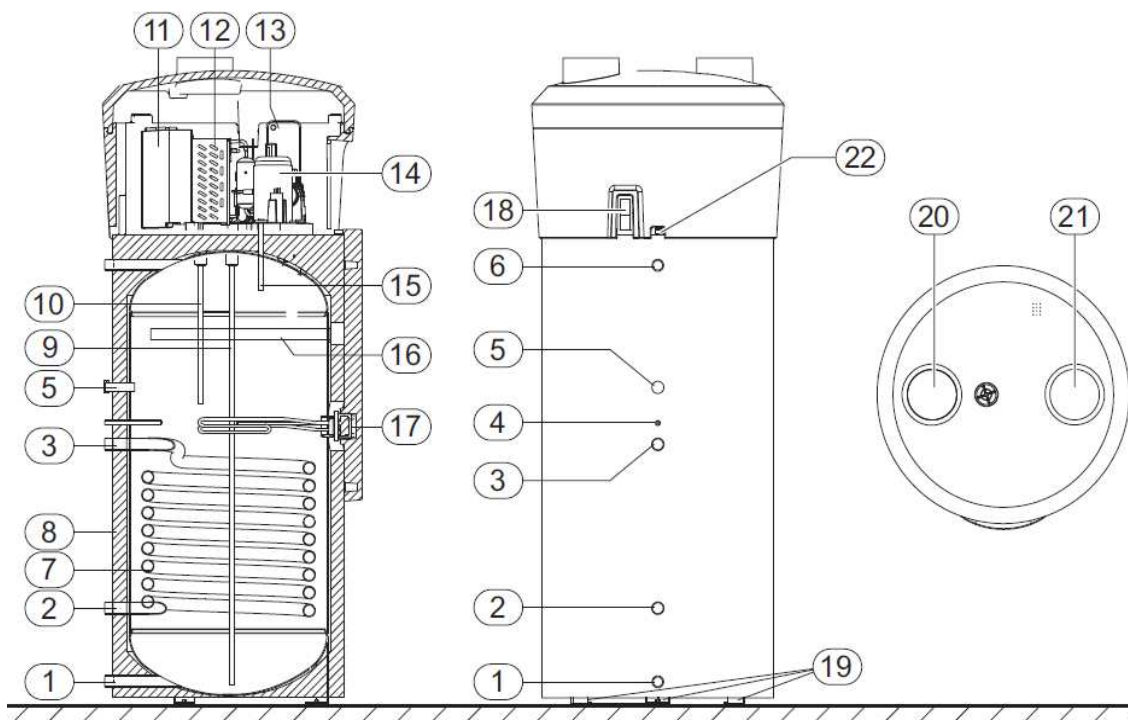
Fig. 6 – DHW HP270 Europe.

## Dados Técnicos

Os dados técnicos apresentados na Tabela 1, são valores Indicativos podendo estes estarem sujeitos a alterações. Os dados apresentados foram discutidos tendo em conta as necessidades dos diferentes mercados para a comercialização da HP270.

Tabela 1 - Dados Técnicos da DWH HP270 E.

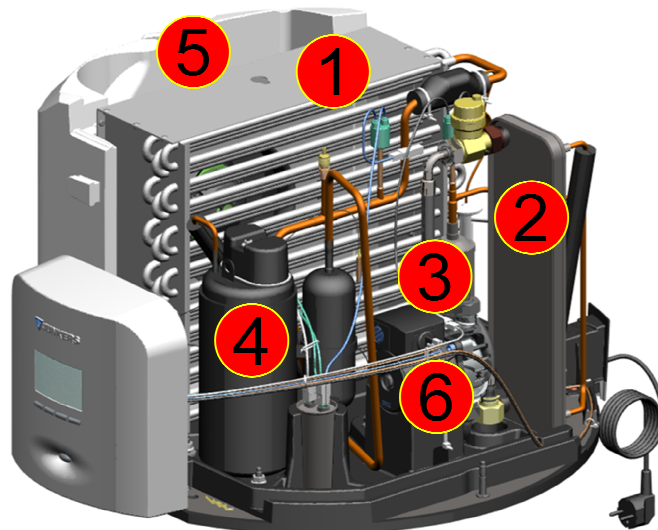
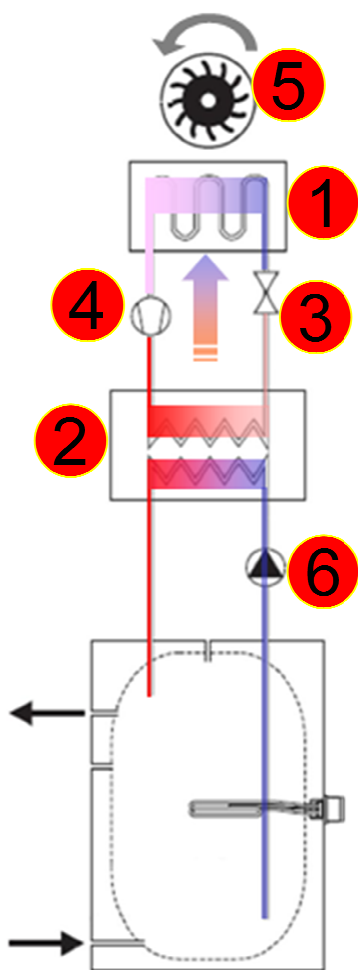
Descrição	Unidades	HP270
Local de Instalação		Interior
Dimensões	mm	
Altura x Comprimento x Profundidade		1890x724x745
Peso Líquido	kg	165
Capacidade de Armazenamento	L	270
Material do Tanque		Aço Esmaltado
Potencia Nominal	kW	2
COP		3.5
Apoio Eléctrico	kW	2
Tensão nominal		230V-50Hz
Temp. de Funcionamento	°C	+5/+35
Temp. Máxima só módulo HP	°C	60
Temp. Máxima HP270	°C	70
Ânodo		Magnésio
Conexão de Água	Polegadas	1"
Condutas		Sim
Dimensão Condutas	mm	Ø160
Comprimento Máximo	m	6
Ruído	dB	<50
Controlo Tipo		Electrónico
HMI		LCD+4 Botões
Modos de Operação		Manual/Auto



- |                                    |                         |
|------------------------------------|-------------------------|
| ① Entrada Água Rede 1"             | ⑪ Ventilador            |
| ② ③ Serpentina Solar Saida/Entrada | ⑫ Evaporador            |
| ④ Sensor NTC                       | ⑬ Condensador           |
| ⑤ Recirculação 3/4"                | ⑭ Compressor            |
| ⑥ Saida Água Quente 1"             | ⑮ NTC                   |
| ⑦ Serpentina                       | ⑯ Ânodo Mg              |
| ⑧ Isolamento                       | ⑰ Resistência Eléctrica |
| ⑨ Tubo "Pesca"                     | ⑱ Botão ON/OFF          |
| ⑩ Tubo "Descarga"                  | ⑲ Pés                   |
|                                    | ⑳ ㉑ Entrada e Saida Ar  |
|                                    | ㉒ Dreno de Condensados  |

Fig. 7 - Desenho técnico HP270.

### Princípio de Funcionamento



- |                         |                   |
|-------------------------|-------------------|
| 1 – Evaporador          | 4 – Compressor    |
| 2 – Condensador         | 5 – Ventilador    |
| 3 – Válvula de Expansão | 6 – Bomba de Água |

Na figura 8, Pode-se observar a configuração final do módulo da HP270 (direita), este módulo como apresentado na figura 8, é instalado no topo do tanque de 270 litros, as conexões da para a circulação de água são realizadas no topo do tanque.

## Conceitos

### Bomba de Calor

As bombas de calor são máquinas com capacidade de transferir energia entre fluidos. Este tipo de máquina é normalmente associado a unidades de ar condicionado ou frigoríficos, no entanto podem também ser utilizados para aquecimento de águas. Funcionam normalmente com líquidos refrigerantes os quais absorvem calor quando evaporam e liberta calor quando condensa, têm o princípio de funcionamento dum ciclo de compressão de vapor o qual será explicado mais à frente neste capítulo.

A designação de bomba de calor é utilizada quando o calor libertado pelo condensador é calor útil, ou seja é utilizado para aquecer (ar, água ou outro fluido). É designado de máquina frigorífica quando a máquina é utilizada para retirar calor de um sítio através do seu evaporador.

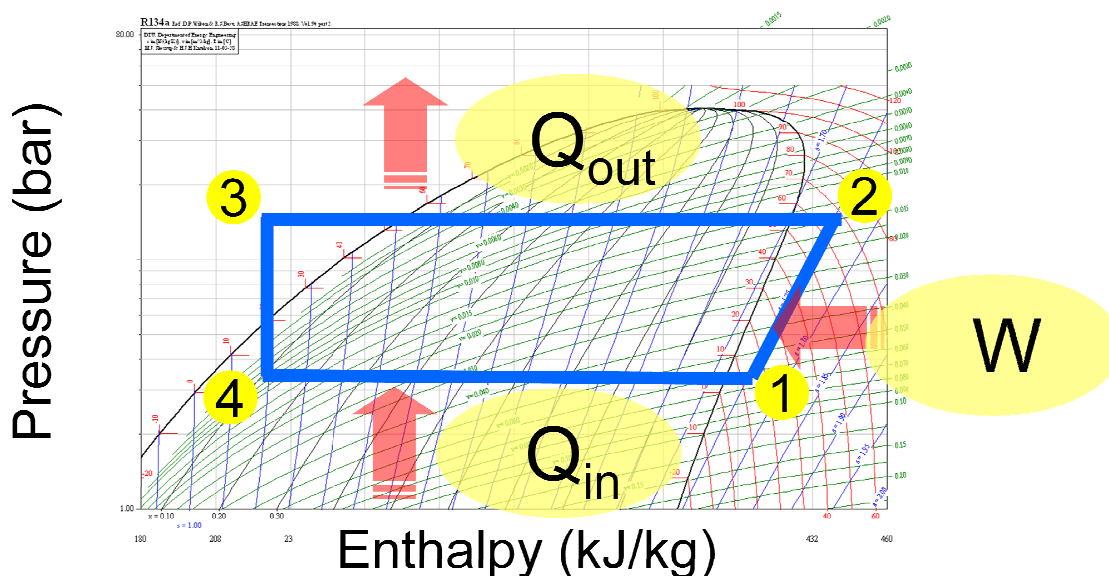


Fig. 9 - Diagrama P-h esquemático de uma bomba de calor / máquina frigorífica.

Na Figura 9 observa-se um diagrama pressão – entalpia, onde tem representado um ciclo onde se pode verificar a absorção de energia pelo evaporador (evolução de 4 para 1), a rejeição de energia pelo condensador (evolução de 2 para 3) e o trabalho do compressor (evolução de 1 para 2).

## Diagramas de Mollier ou P-h

Os diagramas P-h são utilizados para apresentar as propriedades dos fluidos, estes são os mais adequados para a representação dos ciclos de refrigeração por compressão de vapor. A figura 10, apresenta a interpretação dos diagramas P-h.

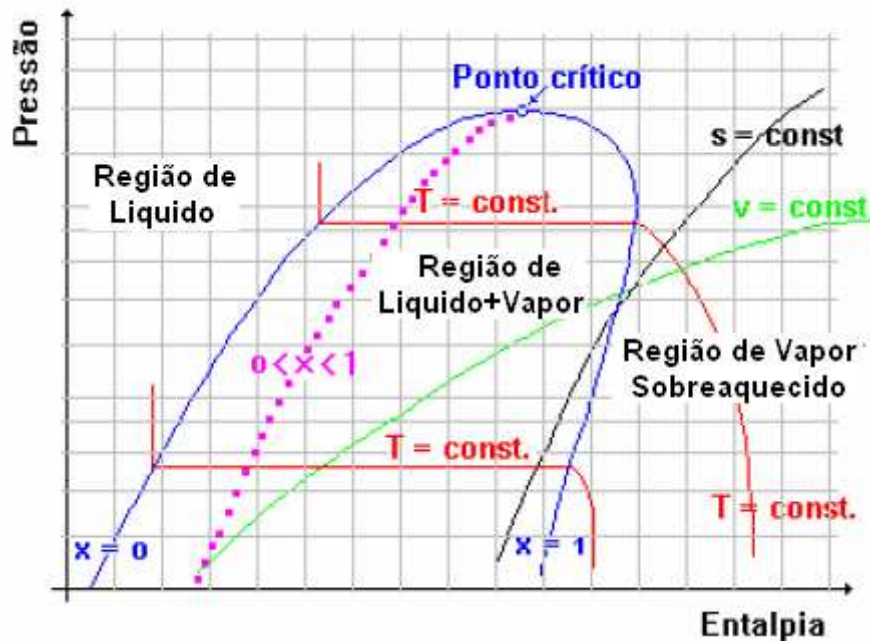


Fig. 10 - Interpretação do diagrama de Mollier.

Estes diagramas facilitam a interpretação e compreensão de relações entre propriedades termodinâmicas e dos processos existentes em sistemas, permite ainda uma fácil visualização das potências trocadas.

No diagrama de Mollier destacam se três regiões características, as quais são:

- A região à esquerda da linha de líquido saturado ( $x=0$ ), chamada de região de líquido subarrefecido.
- A região compreendida entre as linhas de líquido saturado ( $x=0$ ) e vapor saturado ( $x=1$ ), chamada de região de vapor húmido ou região de líquido mais vapor.
- A região à direita da linha de vapor saturado ( $x=1$ ), chamada de região de vapor sobreaquecido.

### Ciclo de compressão de vapor

Tal como referido anteriormente segue-se a explicação do ciclo de compressão de vapor.

A figura abaixo mostra um esquema básico de um sistema de refrigeração por compressão de vapor, com os seus principais componentes, e um ciclo “teórico” (que servirá de base de comparação) construído sobre um diagrama de Mollier, no plano P-h. Os equipamentos apresentados na figura 11 são os essenciais para a elaboração de um ciclo de compressão de vapor.

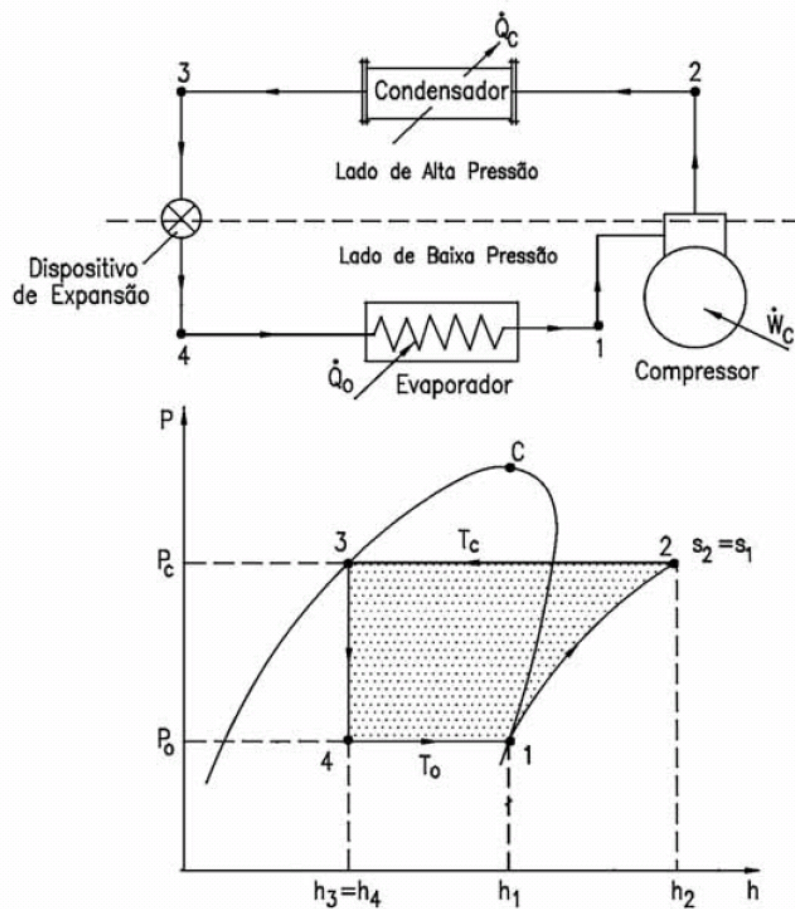


Fig. 11 - Ciclo de compressão de vapor teórico e os respectivos constituintes.

Com base na figura 11, é de seguida descrito os processos termodinâmicos constituintes do ciclo de compressão de vapor, e os diversos equipamentos onde estes ocorrem.

- **A evolução de 1 para 2** ocorre no compressor: o refrigerante entra no compressor a uma pressão  $P_0$  e com um título igual a 1 ( $x=1$ , o refrigerante encontra-se no estado de vapor saturado), este é então comprimido até atingir a pressão de condensação  $P_c$ . É um processo reversível não existe perda de calor para o exterior, ao sair do compressor o refrigerante encontra-se no estado de vapor sobreaquecido à temperatura  $T_2$  (que é maior que a temperatura de condensação  $T_c$ ).

- **A evolução de 2 para 3**, ocorre no condensador: é um processo de rejeição de calor do refrigerante para o meio envolvente, este é um processo isobárico (dá-se a pressão constante), o refrigerante passa da  $T_2$  para  $T_c$ , posteriormente é condensado até se tornar líquido saturado à  $T_3$  ( $T_3=T_c$ ).

- **A evolução de 3 para 4**, Ocorre no dispositivo de expansão (normalmente uma válvula de expansão), o refrigerante expande de  $P_c$  até  $P_0$ . Este processo é isentálpico e irreversível.

- **A evolução de 4 para 1**, Ocorre no evaporador, Dá-se um processo de transferência de calor a pressão e temperatura constante ( $P_0, T_0$ ), desde vapor húmido ( $0 < x < 1$ ) até vapor saturado ( $x=1$ ).

No entanto, tal como referido este é o ciclo teórico de compressão de vapor, na figura 12 é apresentada a diferença entre o ciclo teórico e o real.

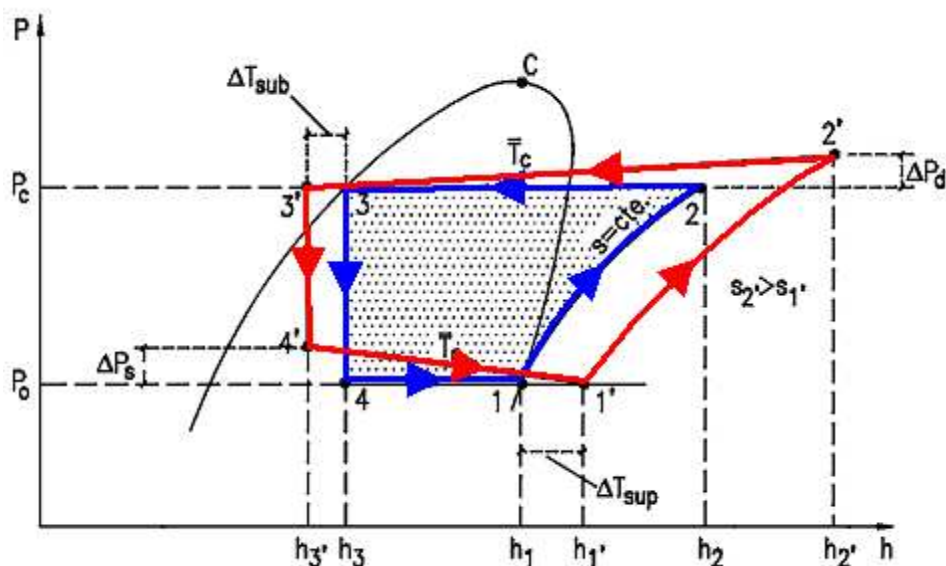


Fig. 12 - Ciclo de compressão de vapor teórico vs Real.

As principais diferenças entre o ciclo teórico e o real são a perda de carga na tubagem, evaporador e condensador, o subarrefecimento ( $\Delta T$  entre a saída do condensador e a temperatura de condensação) à saída do condensador, o sobreaquecimento ( $\Delta T$  entre a saída do evaporador e a temperatura de evaporação) à saída do evaporador, verificando-se também uma evolução de compressão diferente: ao contrário do ciclo teórico ideal onde  $S_1=S_2$  no ciclo real  $S_2' > S_1'$ .

Recorrendo à 1ª Lei da termodinâmica é possível, quantificar a energia transferida pelo sistema (bomba de calor), temos então que;

$$Q_q = Q_f + W_c \quad (1)$$

Onde  $Q_q, Q_f$  é a energia transferida na fonte quente e na fonte fria,  $W_c$  é o trabalho recebido pelo compressor.

$$Q = \Delta h \cdot m \leftrightarrow Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (2)$$

$$W = \Delta h \cdot m \quad (3)$$

### Coefficient of Performance COP

A melhor forma de se quantificar eficiência destes aparelhos é através do seu *COP*. No caso das bombas de calor este não é mais do que um rácio entre a energia produzida e a energia necessária para a produzir, ou seja, é a quantidade de energia térmica aproveitada que sai da máquina relativamente à energia consumida pela máquina. Por exemplo, se a máquina tem um COP de 3, significa que por cada kWh de energia eléctrica consumida a máquina produz 3 kWh de energia térmica útil.

$$COP_{BC} = \frac{Q_Q}{W_C} \quad (4)$$

No caso das máquinas frigoríficas a energia da fonte quente é substituída pela energia da fonte fria, e neste caso se a máquina frigorífica tem um COP de 3 significa que para “retirar” 3 kWh de energia térmica a máquina consome 1 kWh de energia eléctrica.

$$COP_{MF} = \frac{Q_F}{W_C} \quad (5)$$

De um modo genérico, tem-se então que:

$$COP = \frac{Q}{W} \quad (6)$$

$$W = Q_Q - Q_F \quad (7)$$

## Factores que influenciam o COP

São vários os factores que influenciam directamente o COP do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, são seguidamente apresentados e analisados separadamente os factores relacionados apenas com o circuito de refrigerante.

São utilizados diagramas de Mollier para ilustrar as influências dos diversos factores, os diagramas apresentados são referentes ao R134a, fluido refrigerante utilizado na HP270.

### Influência da Temperatura de Evaporação

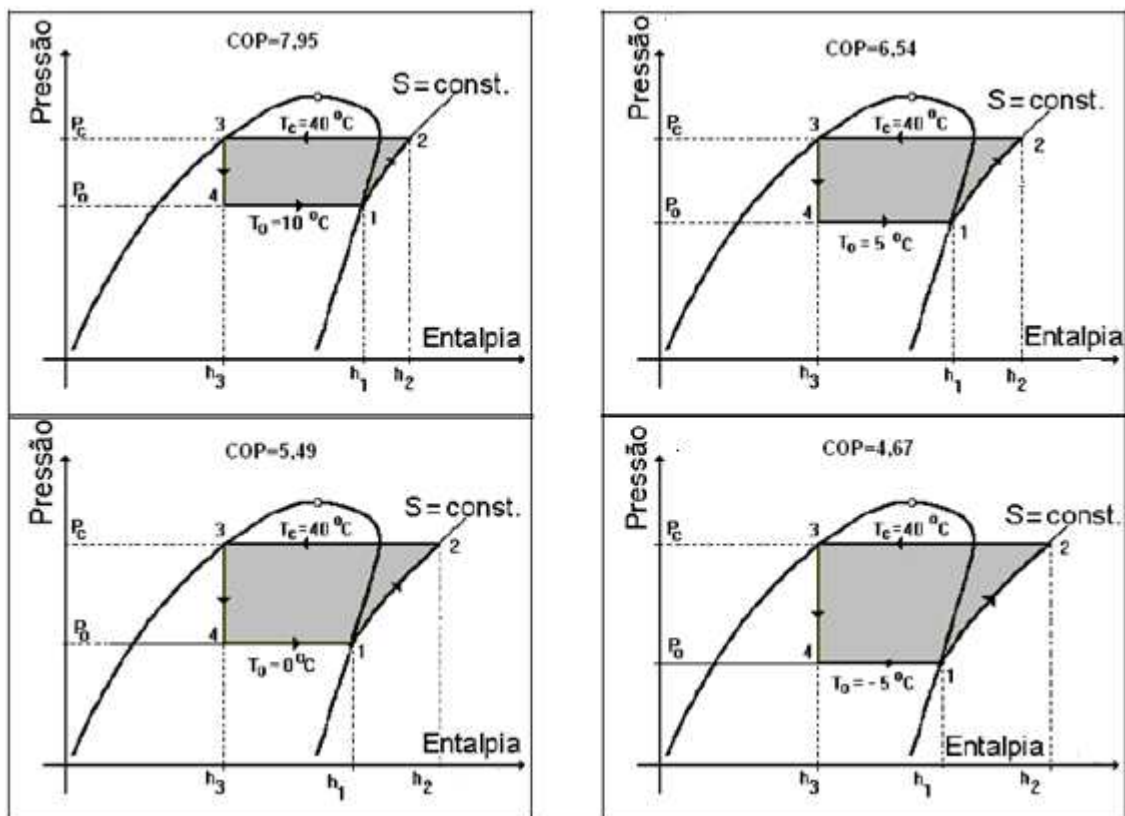


Fig. 13 - Variação do COP com a temperatura de evaporação.

Como se pode verificar na figura 13, existe uma diminuição do COP com a diminuição da temperatura de evaporação do refrigerante, isto para a mesma temperatura de condensação. Ao reduzir a temperatura de evaporação necessita-se de maior trabalho por parte do compressor para atingir a mesma temperatura de condensação, o que implica uma redução de COP.

### Influência da Temperatura de Condensação

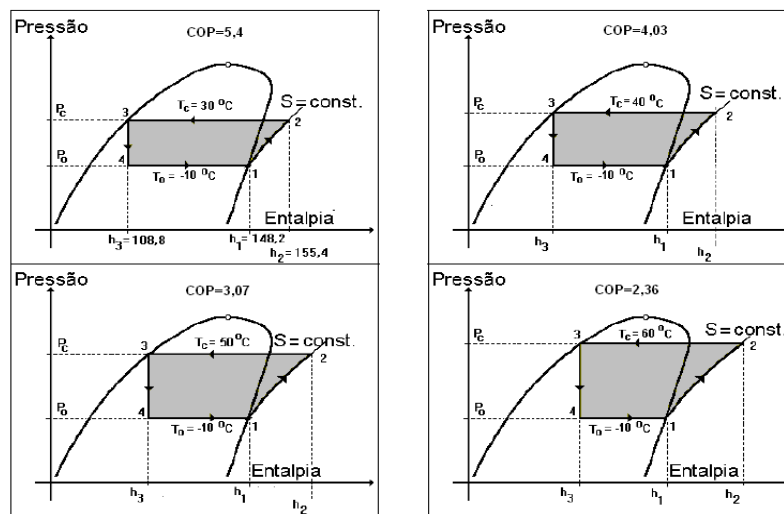


Fig. 14 - Variação do COP com a Temperatura de condensação.

Tal como a temperatura de evaporação a subida da temperatura de condensação, provoca uma diminuição do COP (figura 14), mas pode-se verificar que a variação do COP é menor para um incremento da temperatura de condensação do que para a temperatura de evaporação. Ao aumentar a temperatura de condensação aumenta-se a pressão de condensação o que novamente exigirá mais trabalho por parte do compressor, isto para a mesma temperatura de evaporação.

### Influência do Subarrefecimento

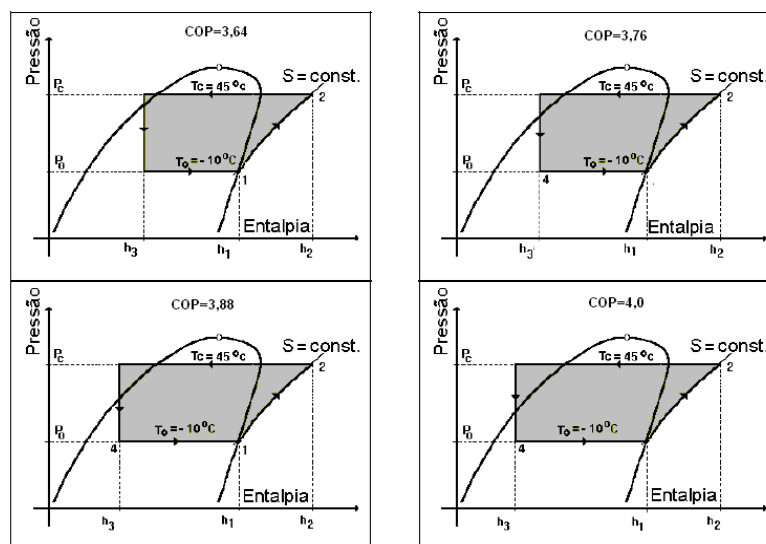


Fig. 15 – Variação do COP com o subarrefecimento.

Pode-se observar na figura 15, que existe um incremento do COP com o aumento do subarrefecimento, no entanto o subarrefecimento normalmente é utilizado para garantir que o refrigerante abandone o condensador totalmente líquido, e não para aumentar a eficiência do sistema. O incremento apresentado é de 3K de subarrefecimento, nota-se que para se obter um ganho significativo no COP é necessário aumentar muito o subarrefecimento.

### Influência do Sobreaquecimento

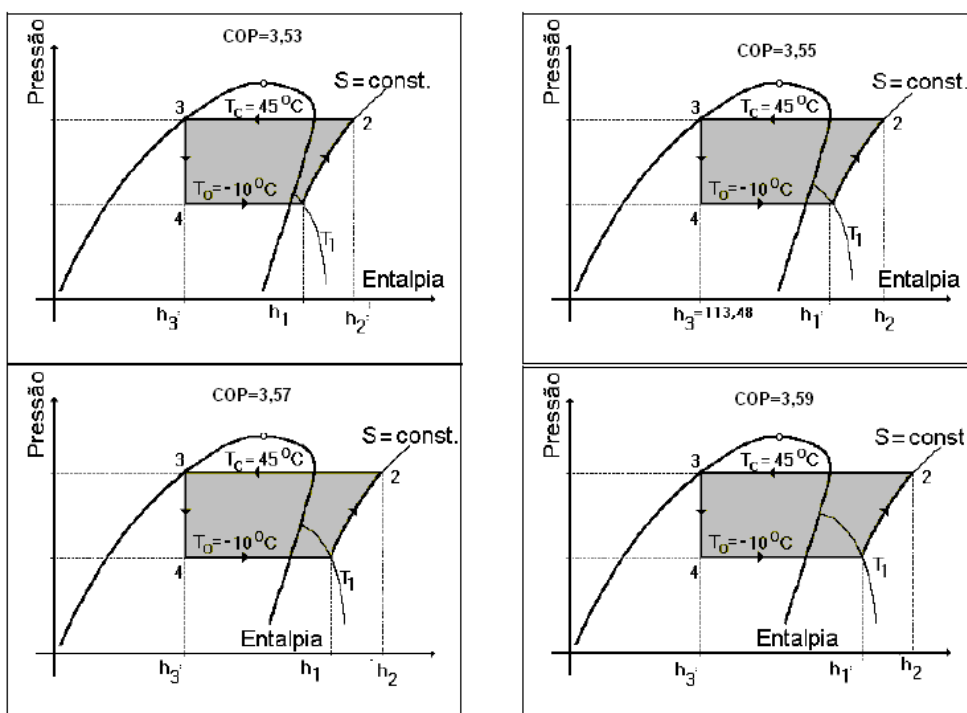


Fig. 16 - Variação do COP com o sobreaquecimento.

Tal como o subarrefecimento o sobreaquecimento não é normalmente utilizado para aumentar o COP do sistema, este é utilizado mais como uma medida de segurança, para garantir somente a entrada de refrigerante no estado de vapor saturado no compressor. Com incremento de 4K apresentado nota-se uma ligeira variação de COP, o qual justifica o porquê da não utilização do sobreaquecimento para o aumento da eficiência do sistema, este por outro lado quando muito elevado diminui a capacidade frigorífica do sistema.

### COP Segundo a EN 255-3

A EN 255-3, é uma Norma Europeia (EN - European Norm) que descreve o cálculo do COP para bombas de calor, visto este produto ser inicialmente destinado ao mercado europeu, os ensaios de COP obrigatoriamente têm de cumprir os requisitos da norma. Os resultados finais de COP divulgados aos diversos mercados onde a HP 270 será comercializada são obtidos seguindo a norma aqui resumida, estes resultados são obtidos em laboratórios certificados para o efeito.

Numa forma de redução de custos e prevenção, os testes de COP realizados internamente na BOSCH são regidos por esta mesma norma, conseguindo-se assim uma previsão do resultado muito próximo do obtido nos laboratórios certificados.

### Procedimento

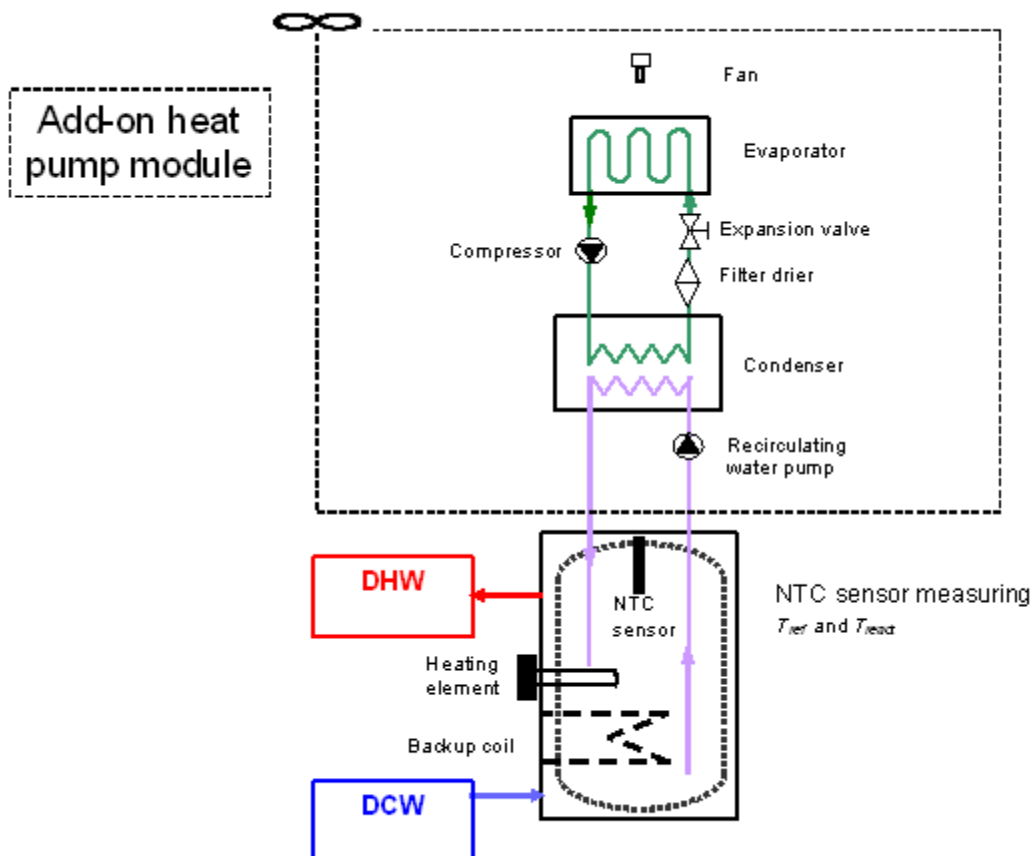


Fig. 17 - Esquema do aparelho para teste.

O ensaio de COP segundo a EN255-3 inicia-se quando o módulo da bomba de calor é desactivado através do sinal do termostato dentro do depósito.

1 – Ao mesmo tempo que o módulo é desligado pelo sinal do termostato, dentro do depósito, é vazado um volume de água quente equivalente a metade do volume nominal do depósito, este período é designado de “Tapping period” (período de vazamento). O tempo de descarga, a temperatura de entrada da água e a temperatura de descarga são medidos durante o “tapping” (vazamento).

2 – Quando a temperatura no tanque atinge a temperatura de rearme do módulo de bomba de calor, este é activado e começa a aquecer água até o termostato desactivar o módulo da bomba de calor pela segunda vez, este período é designado por “Reheating period” (período de reaquecimento). Os inputs para o cálculo da energia de “reheating” (Reaquecimento) são medidos durante este período.

3 – Ao desligar pela segunda vez o módulo da bomba de calor através do sinal do termostato, é vazado novamente um volume de água quente equivalente a metade do volume nominal do depósito “Second Tapping” (segundo vazamento). O tempo de descarga, a temperatura de entrada da água e a temperatura de descarga são medidos durante o “Second tapping” (segundo vazamento).

4 - Quando a temperatura no tanque atinge a temperatura de rearme do módulo de bomba de calor, este é activado e começa a aquecer água até o termostato desactivar o módulo da bomba de calor pela terceira vez, “Reheating period” (período de reaquecimento). Os inputs para o cálculo da energia de “reheating” (reaquecimento) são medidos durante este período.

Descrito o procedimento, de seguida apresenta-se o processo para o tratamento dos dados experimentais obtidos:

$$Q_t = \int_0^{t_t} \rho_{wh} \cdot c_{pw} \cdot q_{wh} (\theta_{wh} - \theta_{wc}) dt \quad (8)$$

O COP é calculado de acordo com a expressão:

$$COP_t = \frac{Q_t}{W_{et} - P_{es} \cdot t_t} \quad (9)$$

Em que:

$$P_{es} = \frac{W_{es}}{t_s} \quad (10)$$

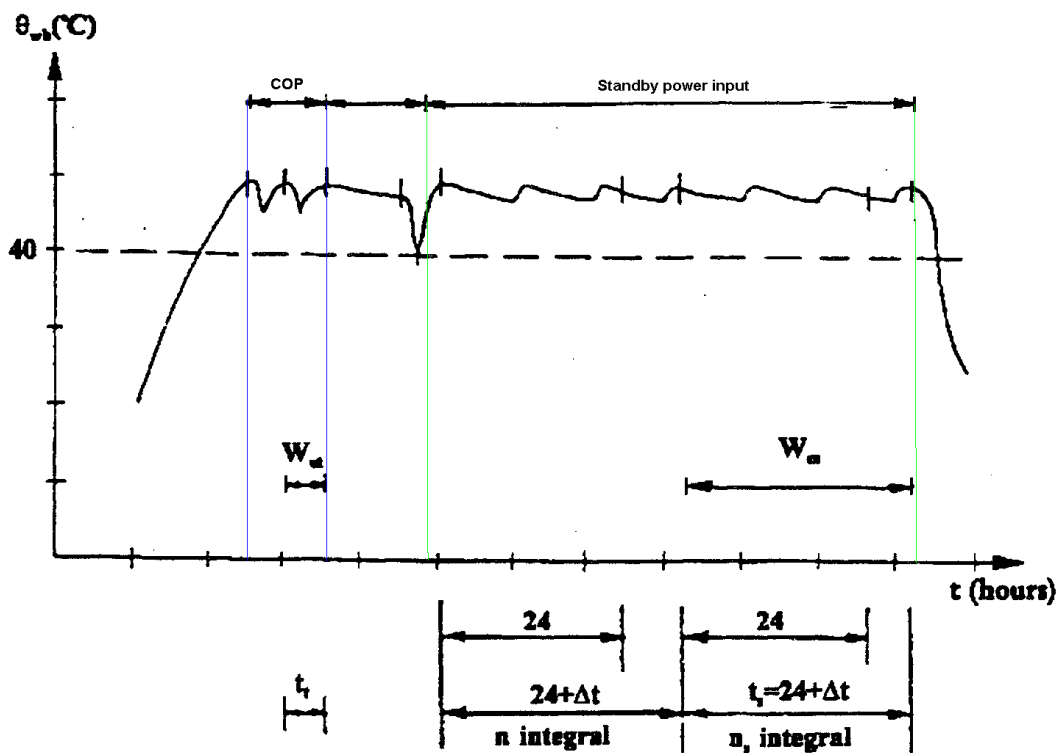


Fig. 18 – Evolução da temperatura ao longo de um teste de COP segundo a EN255-3.

Na figura 17, é ilustrado a evolução da temperatura medida pelo sensor NTC no topo do tanque durante um ensaio completo de COP segundo a EN255-3, conseguem se distinguir visivelmente os diferentes períodos. segundo a EN255-3, o primeiro período é o de aquecimento da água até ao “set point” da bomba de calor

(45°C), segue-se o período dos vazamentos, em seguida a bomba de calor aguarda algumas horas depois realiza um vazamento até à água no topo do tanque atingir 40°C, após isto é realizado a medição das perdas do aparelho, este é efectuado deixando a temperatura no topo do depósito descer até à temperatura de arranque (42°C) e depois aquecendo até à temperatura do “set point”, são no mínimo 24 horas repetindo este ciclo.

Na tabela 2, é apresentado uma tabela, para registo dos diferentes parâmetros ao longo da medição de COP segundo a EN 255-3.

Tabela 2 - Sumário da medição de parâmetros para a determinação do COP.

Parâmetros a medir							
		Tempo ( $t_i$ ) [s]	Caudal ( $q_{wh}$ ) [l/min]	Temperatura saída da água ( $\Theta_{wh}$ ) [°C]	Temperatura entrada da água ( $\Theta_{wc}$ ) [°C]	Potência ( $W_{et}$ ) [kW.h]	COP
First	Tapping period	(X)	X	X	X	(X)	X
	Reheating period	(X)	-	-	-	(X)	
Second	Tapping period	X	X	X	X	X	X
	Reheating period	X	-	-	-	X	

X – Medição; – Não é medido;

**NOTA** - A energia destes dois “tapping periods” não pode diferir mais do que 10%, caso tal aconteça, os ciclos serão repetidos até que haja uma diferença inferior a 10%. O período entre as medições de ( $\Theta_{wc}$ ,  $\Theta_{wh}$  e  $q_{wh}$ ) é pelo menos 10 segundos. A energia da água vazada nos “tapping’s” é calculada para água com temperaturas superiores a 40°C.

## Bomba de Calor DWH HP270 E - Projecto 8048

Nesta secção é apresentado ensaios e testes de desenvolvimento ao módulo da HP270 figura 19, nomeadamente relativos ao ventilador e condensador, é também apresentado propostas de futuras gerações descendentes da HP270.

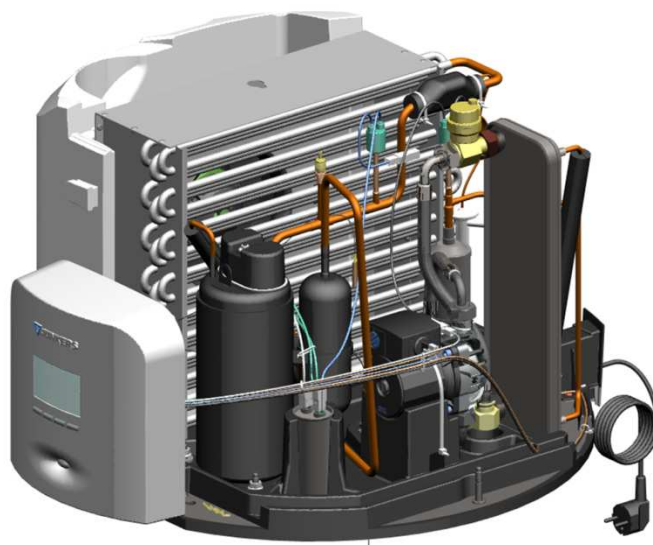


Fig. 19 - Módulo da HP270.

### Ensaio/Testes

Estando dimensionados os componentes principais da *HP 270* e os resultados obtidos após as primeiras amostras não satisfazerem a principal especificação do mercado ( $COP=3,5$ ), realizou-se ensaios/testes de “afinação”, com e sem alterações aos componentes principais. Em seguida pode-se observar alguns dos ensaios/testes efectuados, nomeadamente ao ventilador e ao permutador de placas,

- Quanto ao ventilador, aplicação de condensadores eléctricos de  $6\mu F$ ,  $7\mu F$  e  $8\mu F$ .

- Quanto ao permutador de placas, ensaios de COP instantâneo para 6 Placas, 10 Placas e 6 Placas em paralelo.

## Ventiladores

O ventilador inicialmente projectado para a HP 270, é de geometria simples e radial. Testou-se ainda mais dois ventiladores, ambos radiais: um de velocidade variável e outro de geometria “RadiCal”. Realizaram-se ensaios a nível de consumo, ruído e COP instantâneo, visto que os ventiladores simples e RadiCal possuem apenas uma velocidade de rotação. Realizou-se alguns ensaios com condensadores eléctricos de 6 $\mu$ F, 7 $\mu$ F e 8  $\mu$ F com objectivo de reduzir o consumo, o ruído e a velocidade de rotação.

### Condensadores eléctricos

O ruído proveniente da HP270 é essencialmente provocado pelo trabalhar do compressor e do ventilador, sendo o compressor um componente com pouca margem de manobra a nível de modificações, resolveu-se ensaiar o ventilador. Ensaios de COP instantâneo com condensadores de 6 $\mu$ F, 7 $\mu$ F e 8 $\mu$ F, comparando os com a solução original do ventilador sem condensador.

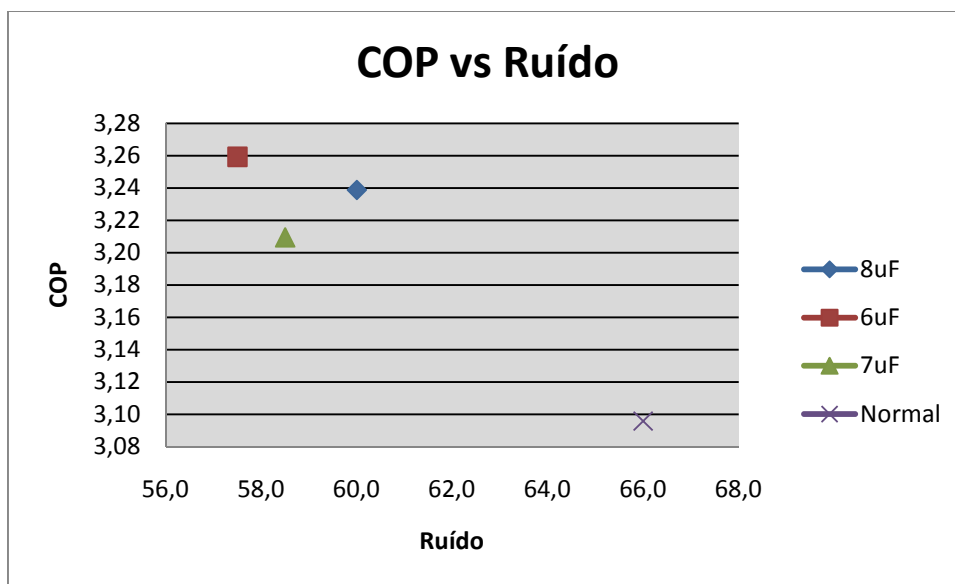


Fig. 20 - COP instantâneo vs Ruído para ventilador com diferentes condensadores.

Pela análise dos resultados da figura 20 verifica-se que a melhor solução em termos de COP e de ruído é o condensador eléctrico de 6 $\mu$ F. Mas no entanto para esta solução verifica-se uma instabilidade de temperaturas à entrada e saída do condensador, provocando assim um efeito indesejado na potência térmica transferida para a água (figura 21).

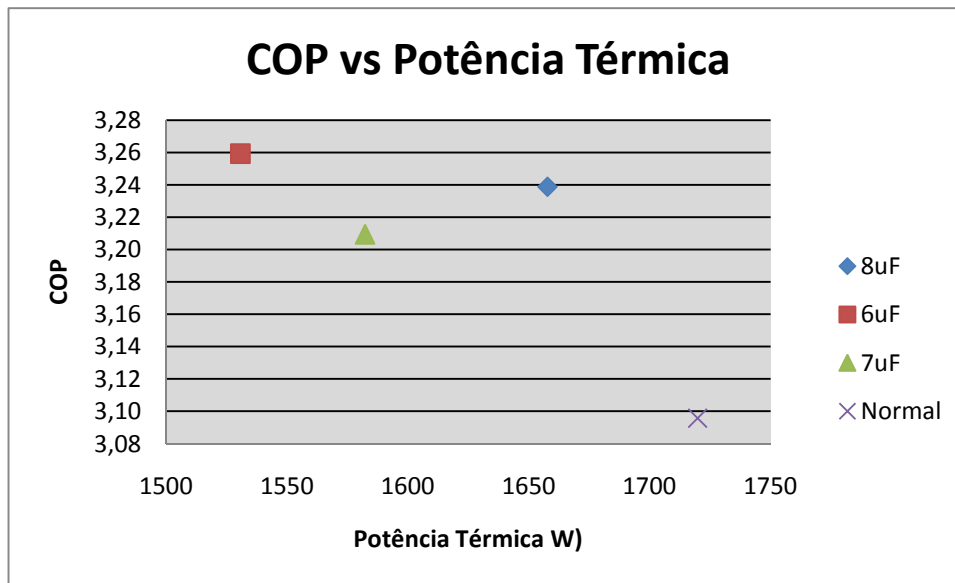


Fig. 21 - COP instantâneo vs Potência térmica transferida.

Visto os valores das temperaturas utilizados para os cálculos são valores médios de amostras de no mínimo 700 medições, o  $\Delta T$  no condensador para 6 $\mu F$  é mais baixo que nas outras amostras, o seu valor de COP destaca-se devido e este exigir menos consumo de energia por parte do ventilador. No entanto a solução final adoptada é a do condensador de 8 $\mu F$ , isto porque quando comparado com a solução anterior existe uma melhoria significativa a nível do ruído e a nível de COP como se pode verificar nos gráficos acima, no entanto penalizou-se um pouco na potência térmica, isto porque ao instalar um condensador eléctrico no ventilador, diminuiu-se a velocidade de rotação e por consequência o caudal de ar que passa no evaporador limitando assim a massa de ar disponível para a transferência de calor entre o ar e o refrigerante.

No Anexo B, Pode se verificar que o comportamento do ciclo é semelhante para o condensador de 8 $\mu F$  e o de 7 $\mu F$ , atinge-se um subarrefecimento mais elevado com o condensador de 8  $\mu F$  o que faz com que o seu COP seja superior.

### **Ventilador de Velocidade Variável**

Numa previsão para o futuro da HP270 realizou-se ensaios com um ventilador radial de velocidade variável, as pás deste possuem a mesma geometria que a solução seleccionada para HP270. Previa-se com este ventilador baixar significativamente o consumo eléctrico do ventilador obtendo assim um impacto directo no valor do COP. Pretendia-se também realizar um ensaio para afinação de caudal, isto é o mínimo de caudal de ar no evaporador de modo a não penalizar em demasia o COP.

Este ventilador é uma previsão para o futuro como referido anteriormente, porque ao ser de velocidade variável permite incorporar no módulo electrónico da

HP270 um controlador automático de velocidade em função das diferentes temperaturas de água e ar, otimizando desta forma o consumo eléctrico e massa de ar para a transferência de calor no evaporador.

Os resultados seguintes foram obtidos na sala de certificação, recorrendo à banca de ensaio, um variador de tensão, um tacómetro e um medidor de decibéis.

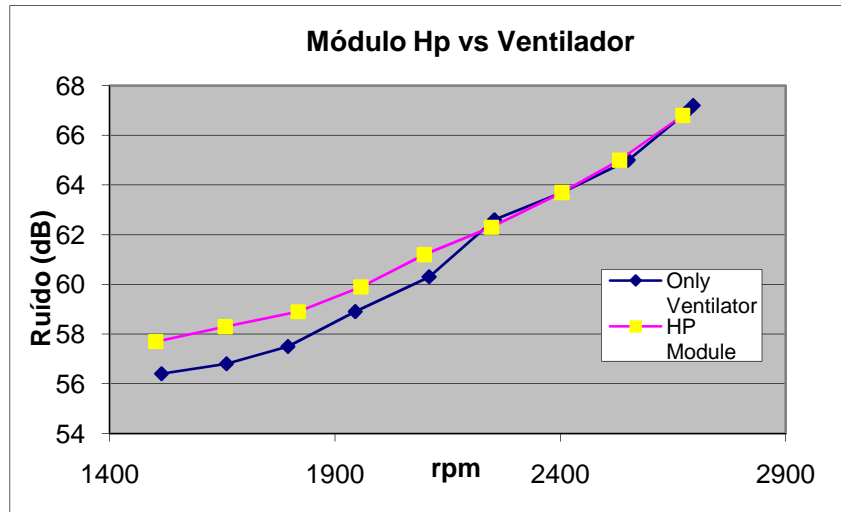


Fig. 22 - Ruído vs Velocidade de rotação.

A figura 22 mostra o nível de ruído do ventilador em função da velocidade de rotação para duas situações distintas: só ventilador e com módulo.

A figura 23 mostra a caracterização do ventilador quanto à sua potência consumida e o ruído efectuado em função da velocidade de rotação.

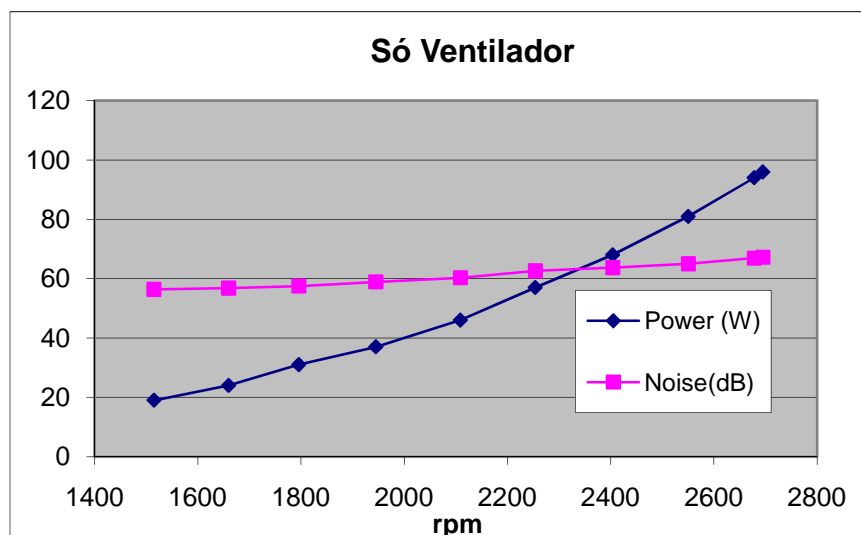


Fig. 23 - Ruído vs Potência consumida.

Verifica-se que quando comparado com os outros ventiladores testados o ventilador de velocidade variável para as mesmas gamas de velocidade apresenta um menor consumo de energia o que se reflecte positivamente a nível de COP, no entanto a nível de ruído é idêntico à solução original da HP270. Este é um componente que poderá futuramente ser integrado na produção da HP270, juntamente com uma matriz de programação reguladora do caudal de ar dependendo das condições climatéricas a que a HP270 está sujeita.

### **Geometria RadiCal**

Foi ensaiado ainda um ventilador com o mesmo motor do ventilador da HP270 mas com as pás de geometria diferente intitulada por “geometria RadiCal”. Pretendia-se com os ensaios efectuados caracterizar e comparar o funcionamento deste com a solução da HP270. Realizou-se ensaios com e sem o condensador eléctrico de  $8\mu\text{F}$ , para obter a relação entre ruído e potência consumida deste ventilador.

As figuras 24 e 25 apresentam nível de ruído em função da velocidade de rotação para o ventilador sem condensador e para o ventilador com condensador de  $8\mu\text{F}$ .

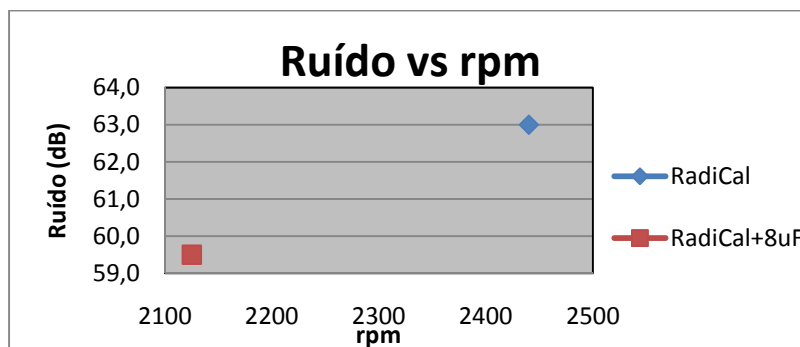


Fig. 24 - Ruído vs rpm geometria RadiCal.

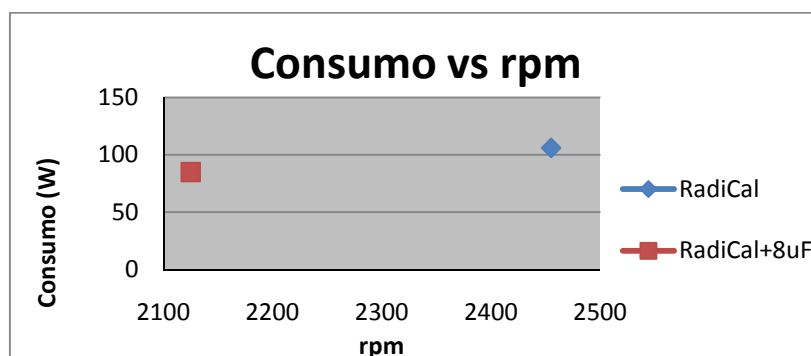


Fig. 25 - Potência consumida vs rpm, geometria RadiCal.

Verifica-se que não existem ganhos significativos quando este ventilador é comparado com a solução original da HP270.

## COP Instantâneo

Este “conceito” de COP instantâneo é uma forma de poupar recursos e prever alguns resultados com valores próximos do COP segundo a norma EN255-3. Ao contrário do COP segundo a EN255-3, este é efectuado na sala da certificação com apoio de uma banca de ensaio na qual se pode controlar temperatura de entrada da água no módulo, caudal, efectuar medições de potência e temperaturas.

São então registadas as diferentes temperaturas. São medidas as temperaturas nos pontos indicados na figura 26, no circuito de refrigerante e no circuito hidráulico, as pressões no circuito de alta e baixa pressão, temperatura de entrada e de saída do ar e a potência consumida.

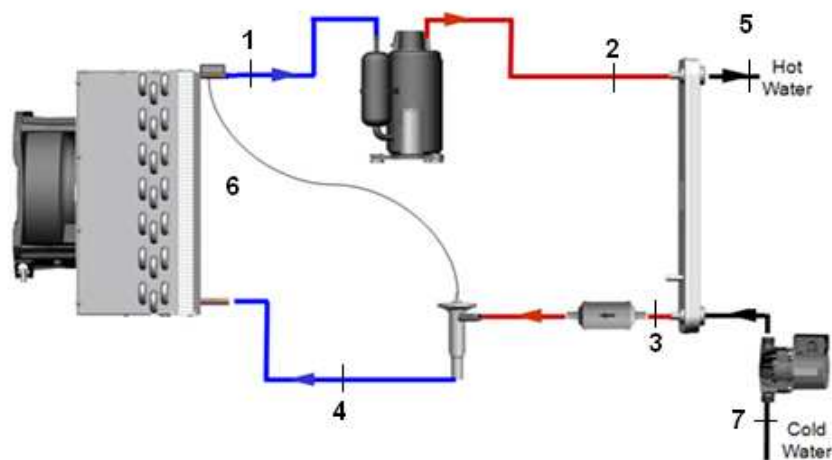


Fig. 26 - Esquema de montagem dos termopares.

Com estes dados procede-se então ao cálculo da potência calorífica e do COP.

$$COP_i = \frac{Q}{W} \leftrightarrow \frac{m_w \cdot cp_w \cdot (T_5 - T_7)}{W_{total}} \quad (11)$$

À expressão anterior é inserido um factor de correcção devido à temperatura ambiente, Tal é necessário devido à sala da certificação não possuir atmosfera controlada, admitindo que a temperatura da sala está definida no ar condicionado para 20°C, devido a existir duas portas constantemente a abrir e fechar testes verificou-se que a temperatura média da sala ao longo de um dia é de 19,5°C, foram realizados testes que verificaram que a variação de 1°C na temperatura ambiente faz com que o COP<sub>i</sub> varie cerca de 0,1, de uma forma conservativa então utilizou-se 0,075 como factor multiplicativo.

$$COP_i = \frac{m_w \cdot cp_w \cdot (T_5 - T_7)}{W_{total}} + (19,5 - T_{amb}) * 0,075 \quad (12)$$

### Diferentes Ventiladores

Para os diferentes ventiladores foi realizado o ensaio de COP para baixas velocidades (com condensador eléctrico de 8 $\mu$ F), e para altas velocidades (sem condensador).

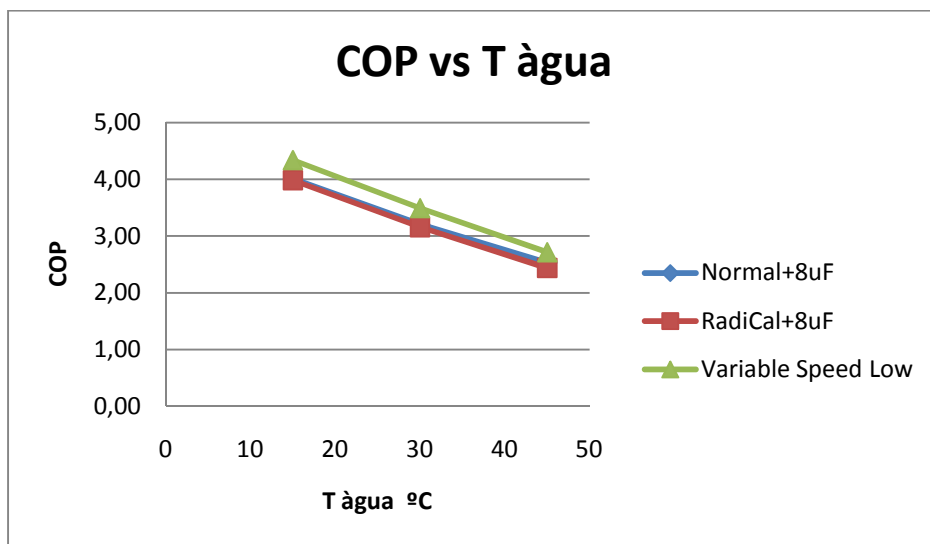


Fig. 27 - COP instantâneo vs T2 diferentes ventilador a baixa velocidade.

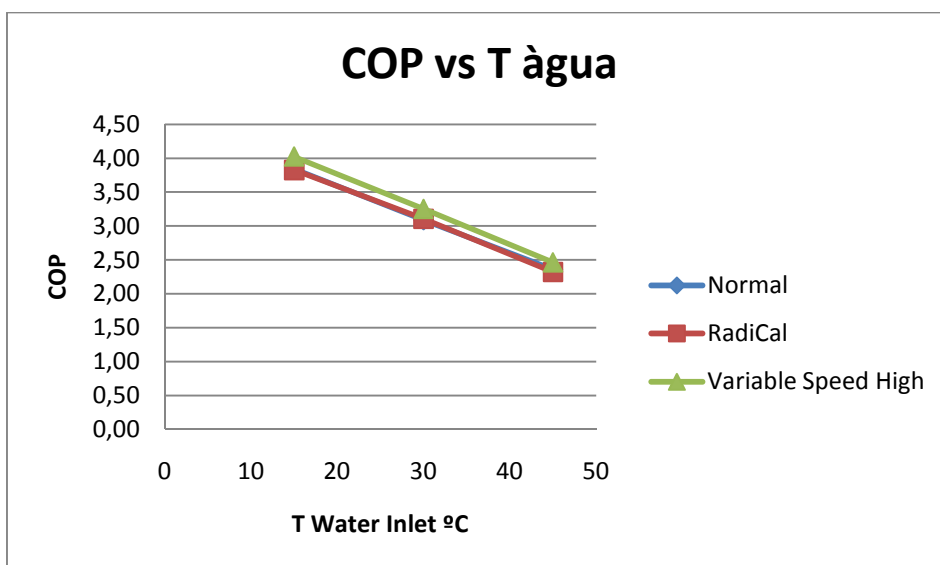


Fig. 28 - COP instantâneo vs T2, ventilador a alta velocidade.

Ao analisar a figura 27 e 28, verifica-se que o comportamento do módulo da HP270 é muito semelhante para o ventilador de geometria Normal e RadiCal para diferentes velocidades, já o ventilador de velocidade variável provoca um aumento de COP na ordem dos 0,5 para velocidades baixas e de 0,25 para velocidades altas. Tendo em conta o custo do ventilador de velocidade variável este não é uma solução a

aplicar para já apesar do incremento de COP, visto o de geometria RadiCal e Normal apresentarem um comportamento semelhante o custo do ventilador de geometria RadiCal é ligeiramente mais alto que o de geometria Normal. Visto isto a solução final adoptada quanto ao ventilador é o de geometria Normal com condensador de 8uF. No Anexo C e Anexo D são apresentados os diagramas P-h para as diferentes velocidades.

### Permutador de placas

A HP270 é equipada com um permutador de placas com fluxos em contracorrente (figura 29), foi testado mais dois permutadores com uma área de transferência maior e foi também testado um módulo com uma configuração de dois permutadores em paralelo. Estes testes foram efectuados com o intuito de aumentar o COP.

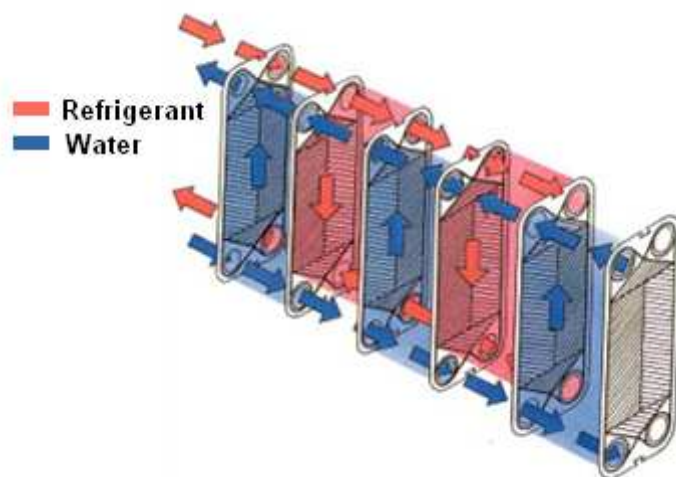


Fig. 29 - Permutador de placas com fluxo em contra-corrente.

A representação precisa do comportamento de um condensador pode ser complexa, o fluido frigorigéneo (R134a) entra no permutador como vapor sobreaquecido, diminui a sua temperatura muito rapidamente até à temperatura de condensação, após isto realiza-se uma troca de calor entre o refrigerante e a água em que o refrigerante se mantém à temperatura de condensação (troca de calor latente), a quantidade de líquido e vapor varia ao longo do permutador de placas, até o refrigerante atingir o estado líquido subarrefecido, todo este processo no permutador de placas é efectuado a pressão constante. A figura 30, mostra o desenvolvimento das temperaturas tanto do refrigerante como da água ao longo do permutador de placas.

### Análise Teórica do Permutador de Placas:

A troca de energia entre fluidos no condensador, dá-se durante a condensação do fluido refrigerante, como já visto anteriormente a temperatura de condensação e a pressão mantêm se constantes. A figura 30 A, representa a típica evolução das temperaturas dentro de um condensador de placas em fluxo de contra corrente.

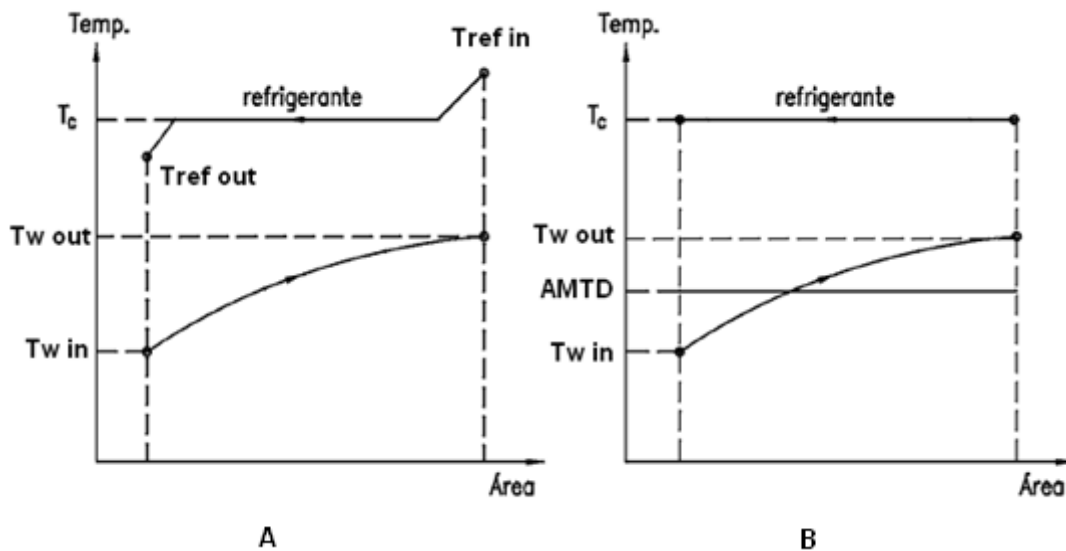


Fig. 30 - Evolução das temperaturas no condensador de placas com Fluxo em contra-corrente.

No líquido refrigerante ocorre mudança de fase, este transfere calor latente para a água.

A diferença de temperaturas entre a água e o R134a é definida pela temperatura média logarítmica (LMTD):

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (13)$$

Em que:

$$\Delta T_1 = T_{ref\ out} - T_{w\ in} \quad (14)$$

$$\Delta T_2 = T_{ref\ in} - T_{w\ out} \quad (15)$$

Pode-se ainda considerar em vez da LMTD uma temperatura média aritmética (AMTD) representada na figura 30 B, o erro cometido é muito baixo e simplifica o processo de cálculo:

$$AMTD = T_s - \left( \frac{T_{w\ out} + T_{w\ in}}{2} \right) \quad (16)$$

A potência disponível a transferir é dada por:

$$Q = UA.LMTD \quad (17)$$

A potência transferida para a água:

$$Q = m.Cp.(T_2 - T_3) \quad (18)$$

O coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ), depende das características construtivas do condensador e do fluxo dos fluidos, para esta análise foi utilizado um coeficiente global de transferência de calor obtido através de resultados prático.

Esta análise é efectuada com o objectivo de verificar/quantificar analiticamente, qual o ganho obtido a nível de COP no módulo da HP270, com a alteração do condensador de placas. Actualmente a HP270 possui um permutador com 6 placas, será apresentado nesta análise soluções para 8, 10,12,14 e 16 placas.

Nesta análise admite-se que a pressão, temperaturas de condensação, temperaturas de entrada e saída do refrigerante, temperatura de entrada da água e caudal dos fluidos possuem o mesmo valor obtido nos testes laboratoriais para a configuração original da HP270.

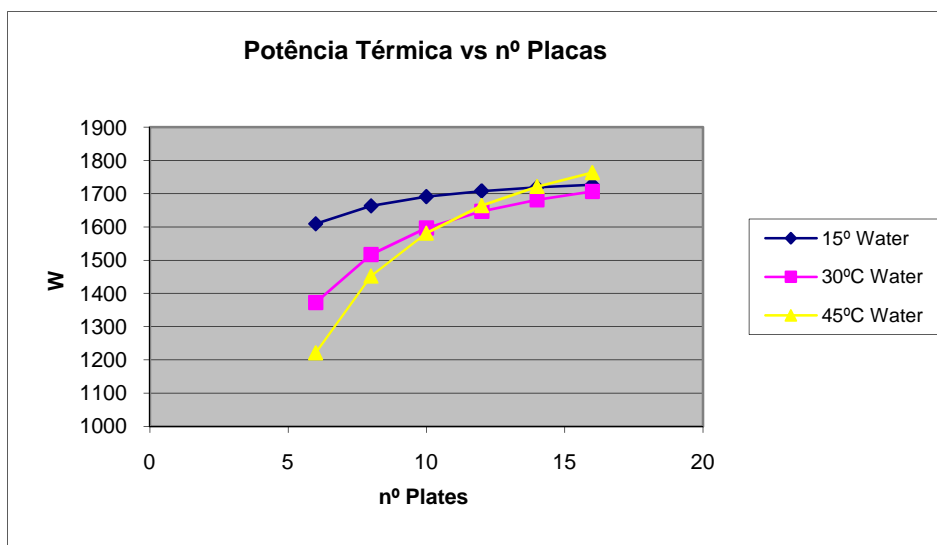


Fig. 31 - Variação da potência térmica transferida com o aumento do número de placas.

Na figura 31, verifica-se com o aumento do número de placas do permutador o UA irá aumentar o que por sua vez aumenta a potência térmica transferida do refrigerante para a água o que resulta num ganho directo em COP. O primeiro ponto do gráfico (esquerda para a direita) representa a situação actual do permutador com 6 placas para as diferentes temperaturas da água 15°C, 35°C e 45°C. No entanto o aumento da potência não é linear devido à LMTD, o que faz com que em certa altura

por mais que se aumente o número de placas no permutador a potência térmica transferida tende a estabilizar, isto para as mesmas condições de entrada descritas anteriormente.

A Relação “Custo/Número” de placas, para um permutador de placas aumenta quase linearmente, devido a isto o incremento que existe na potência térmica transferida chega a um certo ponto que já não compensa financeiramente. Após a obtenção destes dados teóricos decidiu-se que a relação “Custo/Potência térmica” apenas compensava até um permutador de 10 placas (3º ponto figura 31), procedeu-se então ao ensaio de um módulo com um condensador de 10 placas.

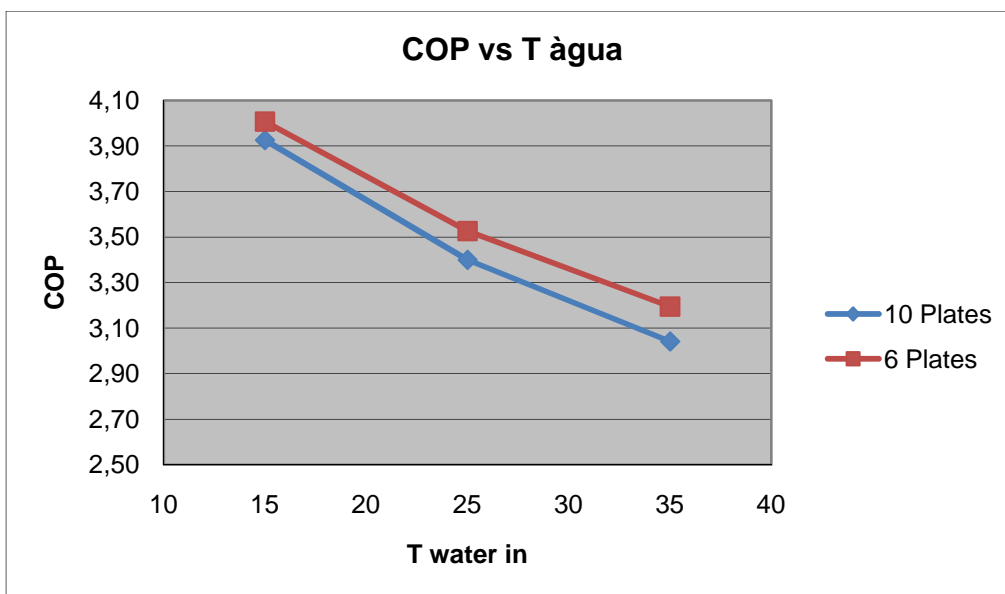


Fig. 32 - Comparação entre permutadores de 6 e 10 placas.

Na figura 32, é apresentado os resultados dos ensaios laboratoriais relativos ao permutador de 10 placas. Ao contrário do que se estava à espera a potência térmica diminuiu o que por sua vez aconteceu o mesmo com o COP, isto quando comparado com o módulo de referência da HP270. Após uma revisão/análise dos cálculos teóricos e uma discussão com a equipa de projecto verificou-se que não existia um aumento de COP devido à configuração do condensador. Nos cálculos teóricos foi considerado um U obtido experimentalmente, como referido anteriormente este depende das características construtivas do permutador e dos fluxos dos fluidos.

O caudal dos fluidos ao entrarem no permutador, subdivide-se pelo número de placas, diminuindo a velocidade do escoamento com o aumento das placas, isto faz com que o número de Reynolds diminua, por sua vez este diminuirá o coeficiente de convecção dos fluidos fazendo com o U diminua aplicando 17, verifica-se que a potência térmica diminui.

O coeficiente global de transferência de calor é obtido da seguinte forma [12]:

$$U = \frac{1}{R_{cvt} + R_c + R_{cvw}} \quad (19)$$

Em que:

$$R_{cv} = \frac{1}{hi} \quad (20)$$

$$R_c = \frac{x}{k} \quad (21)$$

$$Nu = \frac{hi.\delta}{k} \quad (22)$$

$$Nu = 0,664 . Re^{1/2} . Pr^{1/3} \quad (23)$$

$$Re = \frac{V.\delta}{\nu} \quad (24)$$

O rácio entre o U dos permutadores de 6 e 10 placas, é de quase 0,5, o que significa que o aumento de área não se sobrepõe à diminuição do U, daí a diminuição de COP obtida. Para que fosse possível obter mais potência térmica transferida seria necessário aumentar a capacidade do compressor para que este tivesse um débito maior, mas isto não significaria um ganho directo de COP porque iria existir um consumo maior de energia eléctrica por parte deste.

## Nova Geração DHW HP270 E

Tendo por objectivo aumentar o leque de escolhas e servir melhor as necessidades do utilizador, criou-se algumas propostas de conceitos diferentes para a HP270. As propostas apresentadas de seguida foram concebidas e testado o seu funcionamento em laboratório, nomeadamente, “Split”, Tanque despressurizado, Recirculação e Apoio solar independente do tanque.

### SPLIT

Visto a HP270 não permitir a separação do módulo HP do topo do tanque, criou-se esta solução, onde permite a instalação do módulo HP separadamente do tanque ou ainda na sua parte lateral. Foi concebido a pensar em utilizadores que por vezes podem não ter um espaço suficientemente alto onde se possa instalar a HP270, ou que até preferem um módulo separado do tanque por razões estéticas.

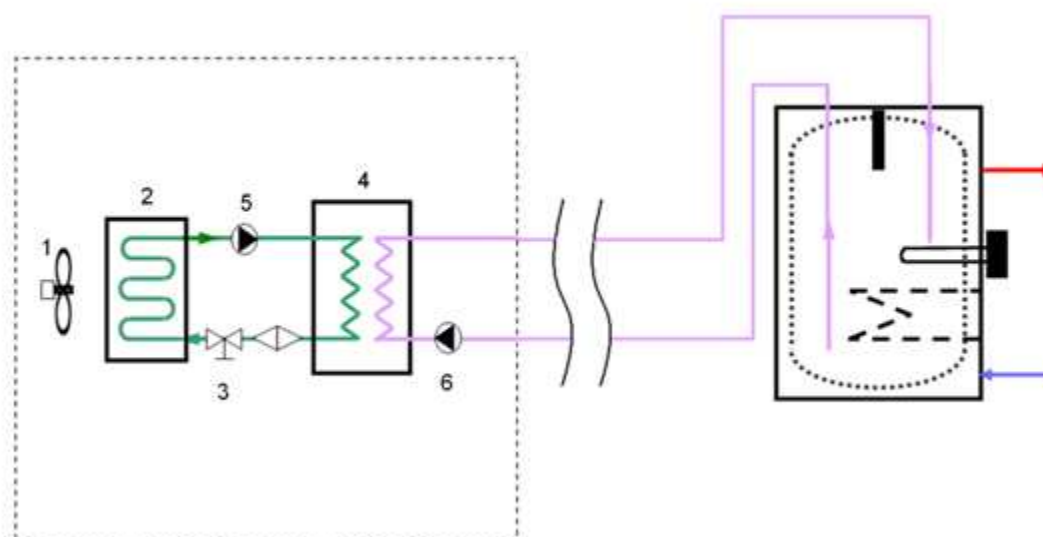


Fig. 33 - Princípio de funcionamento da HP270 “Split”.

O módulo “Split” possui o mesmo esquema e princípio de funcionamento (figura 33) e na sua constituição os mesmos componentes que o módulo normal da HP270 estes apenas está alojado numa outra carcaça e com disposição diferente.



**Fig. 34 – Aparência final dos módulos da HP (Split à direita).**

Na figura 34 Pode-se observar as diferenças entre o módulo normal (à esquerda) e o módulo "Split" (à direita).

O módulo "Split" facilita o manuseamento do módulo enquanto a HP270 normal tem de se transportar e manusear com o módulo agregado, o "Split" (figura 35) basta desconectar as ligações de água e assemelha-se a um esquentador.



**Fig. 35 - Protótipo do módulo Split elaborado.**



Este conceito permite ao utilizador reduzir no custo do investimento, este pode acontecer de duas formas, o utilizador já possui um tanque em que o módulo da HP pode ser instalado, ou na compra directa do aparelho com um tanque muito mais simples e barato do que o que é fornecido no modelo actual da HP270.

## Recirculação

A proposta da recirculação tem por objectivo de aumentar o conforto ao utilizador, a maior parte das soluções para AQS quando se abre a torneira possuem um “delay” na chegada da água quente, este sistema permite que sempre que o utilizador abra a torneira possua instantaneamente água quente.

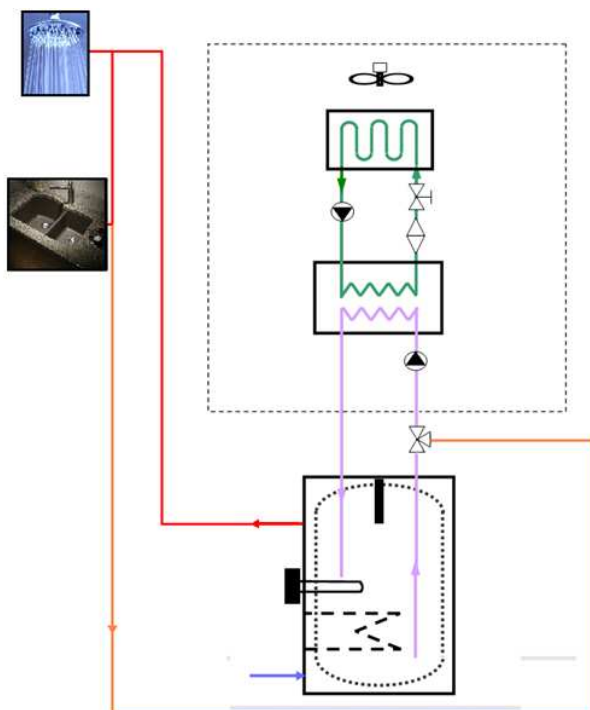


Fig. 38 - Princípio de funcionamento da proposta de recirculação.

Os pressupostos módulos para recirculação, são um pouco mais sofisticados que as restantes soluções aqui apresentadas. Para que a recirculação seja possível é necessária uma válvula de 3 vias integrada e que a instalação hidráulica da habitação esteja preparada para tal (troço a laranja figura 38).

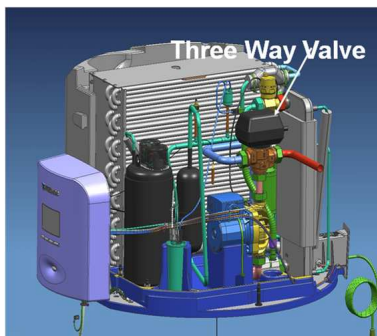


Fig. 39 - Módulo da HP270 para a recirculação.

A válvula de três vias (figura 39) é comandada a partir do módulo electrónico do módulo. Terá que existir um sensor NTC no final do troço de recirculação, para que quando a temperatura na tubagem baixar os 40°C, a válvula posiciona-se na posição (figura 40 A) e a bomba circuladora de água é activada fazendo com que a água abaixo de 40°C da tubagem entre no tanque e a água superior a 45°C, preencha a tubagem mesmo sem haver consumo de AQS.

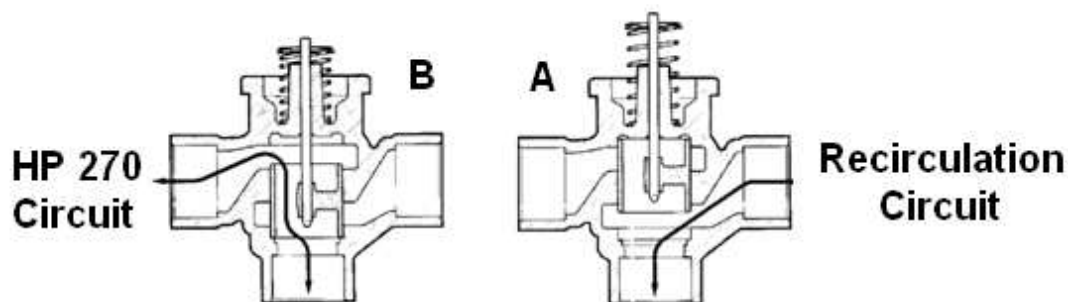


Fig. 40 - Válvula de três vias.

### Apoio Solar Independente do Tanque

O apoio solar independente do tanque tal como o tanque despressurizado, visa diminuir o custo geral da HP270 através da simplificação do tanque de água. Sendo o tanque um dos componentes com mais peso no custo do produto final, ao simplificar-se a sua produção diminui-se directamente no seu custo.

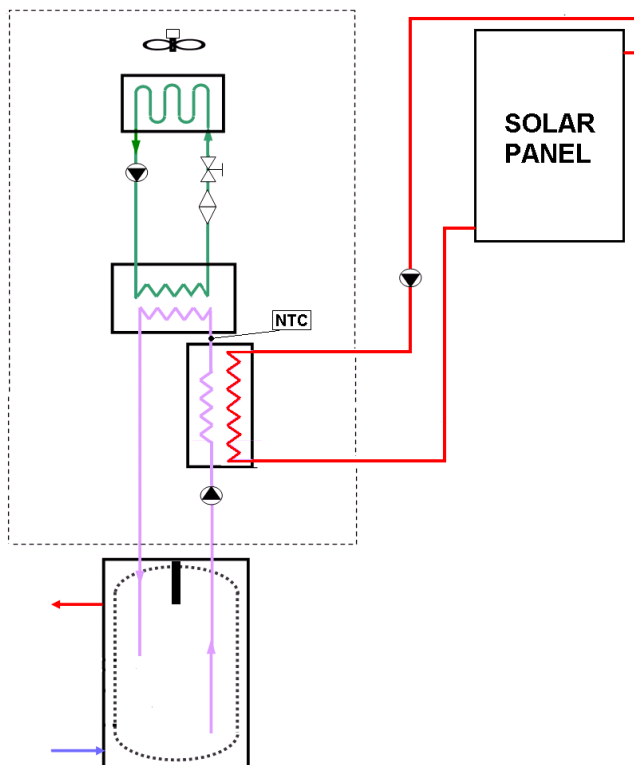


Fig. 41 - Princípio de funcionamento do apoio solar independente do tanque.

A solução passa pela substituição da serpentina em cobre que o tanque possui actualmente para a ligação do sistema solar por um permutador de placas em série com o tanque e o condensador do módulo (figura 41). Ao eliminar a serpentina de cobre simplifica o processo de fabrico do tanque, o que por sua vez diminui em muito o seu custo. A figura 42 mostra a alocação do permutador de placas no módulo.

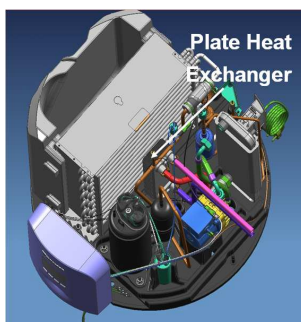


Fig. 42 - Módulo para o sistema solar independente do tanque.

## Bomba de Calor DHW HP270 E - Projecto 8152

O projecto 8152 foi outro dos projectos ao qual foi dado suporte, baseia-se no projecto 8048 apresentado anteriormente. O objectivo primordial do projecto é a elaboração de uma bomba de calor para AQS que funcione na gama de temperatura ambiente  $-10^{\circ}/35^{\circ}\text{C}$ , este ao contrário do 8048 permite instalação exterior.

O principal problema do funcionamento da HP270 a temperaturas negativas é o congelamento dos condensados no evaporador. Isto dá-se devido á temperatura ser mais baixa no evaporador do que a temperatura ambiente o que faz com que a humidade relativa do ar baixe e os condensados se depositem nas alhetas do evaporador.

Sendo a HP 270 (8048\_  $+7^{\circ}\text{C}/35^{\circ}\text{C}$ ) a mesma base e princípio de funcionamento, utilizou-se inicialmente um módulo desta e fez-se algumas alterações de forma a se poder iniciar testes iniciais de comportamento / funcionamento.

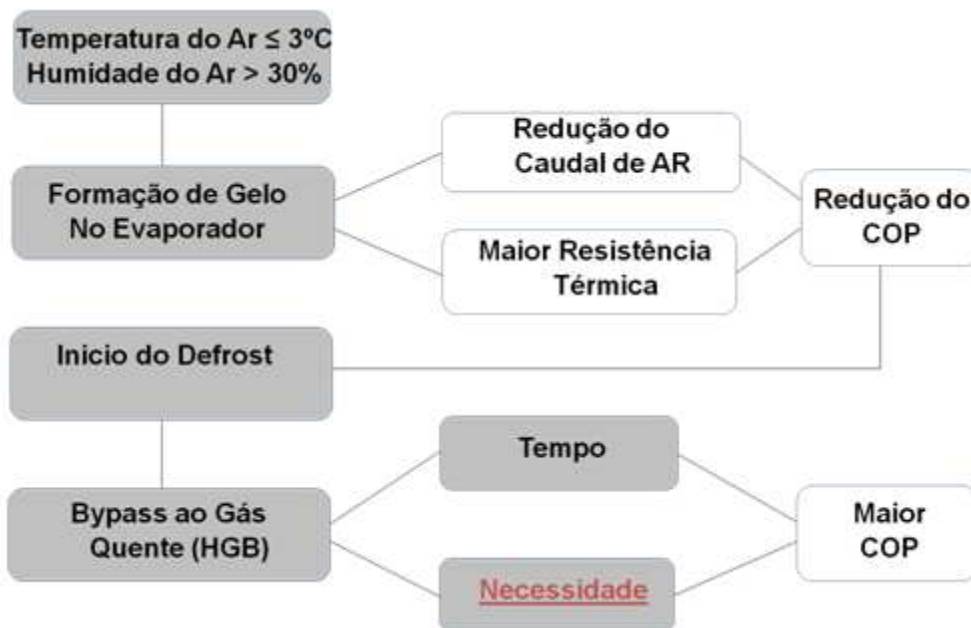


Fig. 43 - Conceito do projecto 8152.

Na figura 43 é apresentado um a “linha condutora” do conceito do projecto. A partir de temperaturas do ar inferiores a  $3^{\circ}\text{C}$  e com humidade superior a 30%, dá-se a formação de gelo nas alhetas do evaporador, provoca maior resistência térmica e redução da passagem de ar no evaporador diminuindo assim o caudal de ar que por sua vez provocará uma diminuição do COP. Neste ponto existe uma necessidade de realizar o “Defrost” (processo de descongelamento) do evaporador, fazendo assim com que o COP volte à normalidade.

Existe mais do que uma forma de realizar o descongelamento no evaporador, a mais comum passa por uma resistência eléctrica aplicada nas alhetas do evaporador. É uma forma muito eficaz de realizar o descongelamento mas no entanto é pouco eficiente do ponto de vista energético. Esta solução ficou logo descartada, no entanto após alguma pesquisa chegou-se a um acordo em relação a este tema, optou-se por realizar o descongelamento do evaporador utilizando o gás refrigerante fazendo-se um “bypass” ao condensador e à válvula de expansão.

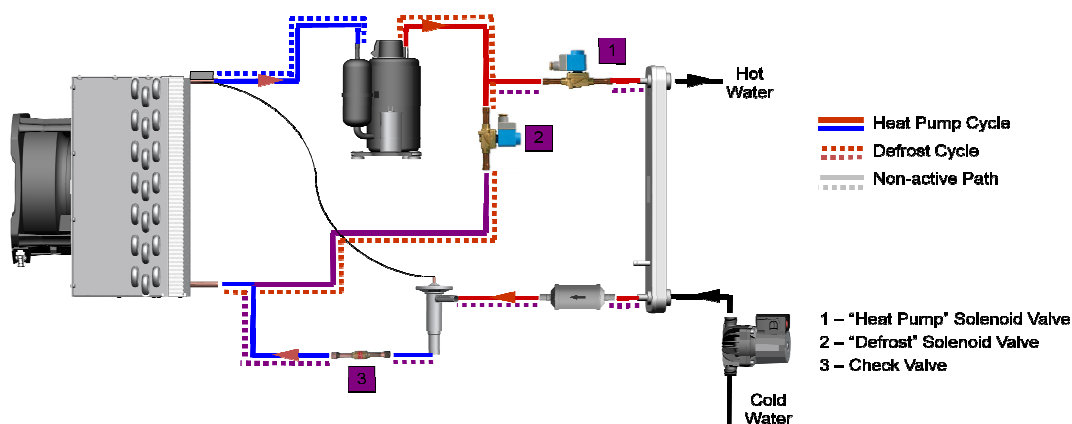


Fig. 44 - Esquema do módulo do projecto 8152.

A figura 44 ilustra a modificação realizada ao módulo da HP270, o “circuito de defrost” é identificado a linha tracejada vermelha enquanto a linha tracejada azul representa o ciclo normal da HP270. Ao circuito foi acrescentado duas válvulas solenóides e uma válvula anti-retorno posicionada à saída da válvula de expansão.

Após a sua idealização passou-se à materialização do primeiro protótipo “A-Sample”. Neste o comando das válvulas é efectuado manualmente, no EPP (carcaça em volta do módulo) foi cortada uma janela para permitir a visualização para o interior do módulo e se poder activar as válvulas aquando se verificar gelo no evaporador.

Este projecto ao ser desenvolvido em paralelo com a HP270, fica dependente da disponibilidade do equipamento de laboratório para iniciar os testes. Era essencial pelo menos uma câmara climática disponível para simular as temperaturas negativas mas estas encontravam-se ocupadas com testes de COP segundo a EN255-3 para a HP270, Pensou-se então numa alternativa, a qual consistia em criar gelo no evaporador e realizar “defrost” sem controlar o ambiente.

Como é que se cria gelo no evaporador à temperatura ambiente de 20°C?

Foi a pergunta que surgiu, e foi respondida com um curto-circuito entre o ar de entrada no módulo e o ar de saída do mesmo figura 45.



Fig. 45 - Ilustração do bypass do ar no módulo.

O ar ao passar pelo evaporador baixa a sua temperatura e é desumidificado, este é canalizado para a entrada do módulo novamente sendo humidificado na conduta através de um aspersor que injecta água para o ar, desta forma o ar entra cada vez mais frio a uma humidade mais ou menos constante, Visto que os testes iniciais têm como objectivo o congelamento acelerado do evaporador para poder-se testar o funcionamento do ciclo de “defrost”, tenta-se manter o ar com uma humidade relativamente alta.

Ao iniciar o teste só para ver se realmente funcionava a solução, estava-se em reserva com uma opinião em comum que seria necessário algo mais para iniciarmos os testes. No entanto a “A-Sample” superou expectativas ao fim de 4 horas em funcionamento: esta tinha cerca de 80% do evaporador bloqueado com gelo. Foi então iniciado o ciclo de “defrost”, através de dois botões inseridos na parte lateral do módulo da electrónica, comanda-se os solenóides das válvulas, fecha-se então o circuito HP (Heat Pump) e abre-se o circuito “defrost”. A figura 46 mostra a sequência de imagens do primeiro “defrost” realizado.

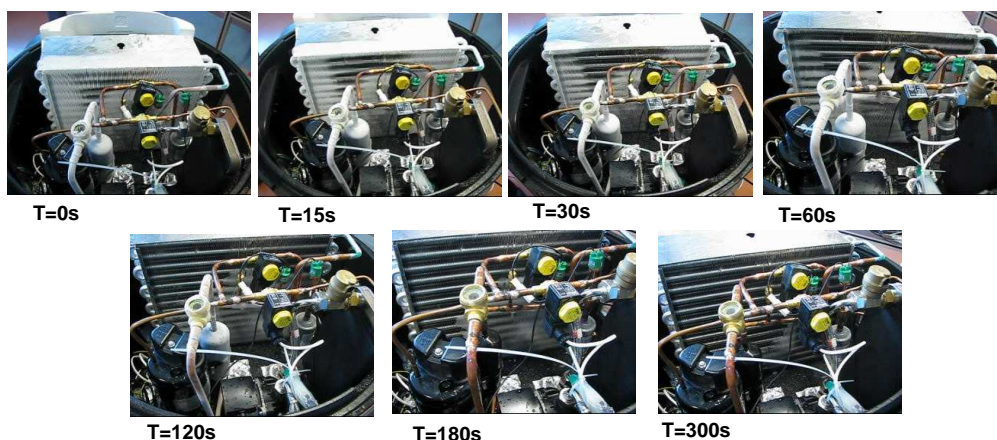


Fig. 46 - Primeiro Defrost, A-Sample.

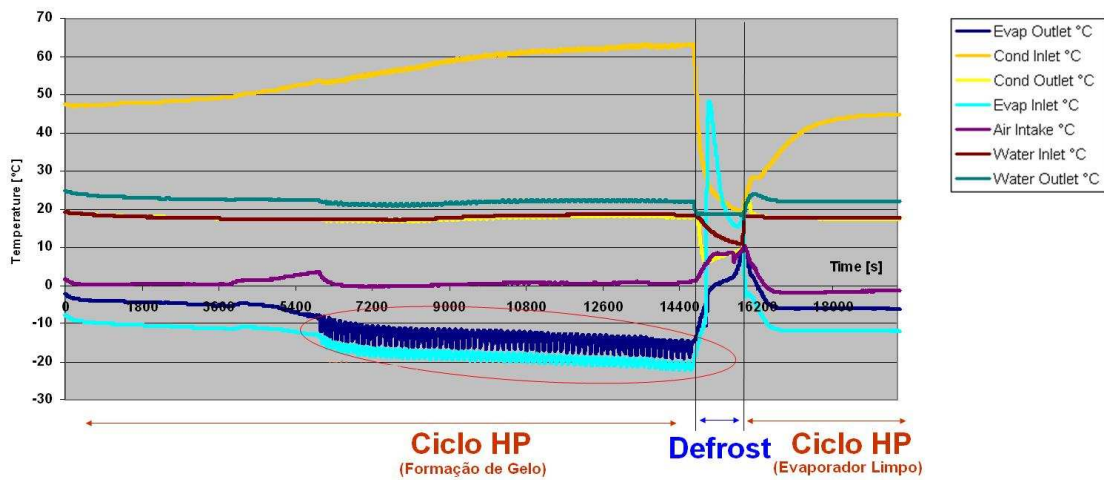


Fig. 47 - Evolução de temperaturas do projecto 8152, A-Sample.

Analisando o gráfico da figura 47, esta apresenta a evolução da temperatura do refrigerante, da água e do ar, estes dados foram obtidos na câmara psicométrica com a temperatura do ar programada para 0°C e humidade de 80%.

Durante a formação de gelo no evaporador, verifica-se que o  $\Delta T$  da água é relativamente baixo mas mantém-se constante ao longo do tempo, a temperatura do refrigerante no evaporador torna-se muito instável a partir dos -8°C. Este fenómeno dá-se pelo nome de “Efeito de Hunting”, é um fenómeno complexo associado a instabilidades de temperaturas em permutadores de calor normalmente devido à carga de refrigerante não otimizada no circuito.

Durante o tempo de “defrost”, pode-se observar que a temperatura do refrigerante à entrada do evaporador sobe bruscamente, e depois vai descendo até igualar a temperatura de saída do evaporador, altura em que o evaporador já não tem mais gelo.

Depois do “defrost” o ciclo HP é activado novamente, havendo um curto espaço de tempo até que as temperaturas e pressões estabilizem, repetindo todo o processo novamente.





## Desenvolvimento Futuro do Projecto 8152

Tendo confirmado que o conceito de AQS com bomba de calor a temperaturas negativas funciona, existem muitas melhorias a nível de “hardware” e “software” a realizar.

Um dos aspectos essenciais é a automatização do processo de “defrost”, isto implica definir o critério de arranque e paragem do ciclo de “defrost” o que por sua vez

implica detectar o gelo no evaporador. Realizou-se um breve estudo sobre sensores detectar a formação de gelo no evaporador (Tabela 3).

Tabela 3- Comparação sensores para detecção da formação de gelo no evaporador.

Sensor		Princípio	Prós	Contras
Temperatura		Temperatura das alhetas <math><3^{\circ}\text{C}</math>, Activa.	-Baixo Custo	-Influenciado pela HR -1 só ponto de medida
Venturi & Diferencial de Pressão		Formação de gelo a baixa pressão, baixa caudal de ar.	-Preciso. -Não é afectado pela HR. -Vários pontos de medida.	-Sensível a variações de caudal exteriores
Palheta		Formação de gelo a baixa pressão, baixa caudal de ar.	-Não é afectado pela HR. -Vários pontos de medida.	-Sensível a variações de caudal exteriores. -Mau funcionamento.
Óptico		Formação de gelo, interrupção do sinal.	-Não é afectado pela HR.	-Sinal pode ser afectado por condensados.

Este ponto encontra-se de momento em aberto à espera de um sensor de cada tipo para a realização de testes, dependendo dos resultados obtidos será então tomada uma decisão sobre qual o sensor a adoptar.

A optimização do COP com a condição de “defrost” é outro dos pontos em aberto, este pode passar por soluções a nível de “software” tais como condições de arranque e tempos de paragem do compressor, ou activação ou não do ciclo de “defrost”.

É ainda objectivo relacionar o caudal de ar com a formação de gelo de modo a integrar um ventilador de velocidade variável de forma a retardar a formação de gelo.

## Conclusões

O trabalho aqui desenvolvido teve como base muita pesquisa e convergência de ideias por parte das equipas envolvidas nos diferentes projectos. A autonomia e assimilação da informação dentro da BOSCH, foi desde logo um ponto essencial para o suporte ao desenvolvimento das bombas de calor.

Tendo sempre como objectivo principal de toda a equipa do projecto 8048 atingir COP de 3,5 segundo a EN255-3, os ensaios apresentados ao longo deste trabalho contribuíram de forma significativa para esse feito.

A aplicação de um condensador eléctrico no ventilador já existente permitiu um ganho a nível de COP instantâneo de 5% relativamente á solução inicial, apesar de existir uma redução significativa de caudal a passar pelo evaporador a potência térmica transferida para a água sofreu apenas uma penalização de 4%, tendo sido o ganho relativo ao COP devido à redução em 8% da potência eléctrica total consumida pelo módulo. Com esta solução permitiu se ainda atingir as especificações de ruído exigidas a nível de mercado (<50dB).

Os ensaios realizados ao ventilador “RadiCal” não apresentaram valores tão interessantes como os condensadores. O ventilador com geometria “RadiCal”, ao contrário do que informado pelo fornecedor apresentou um comportamento semelhante ao ventilador “Normal” já utilizado inicialmente na HP270. Por outro lado o ventilador de velocidade variável apresentou valores muito interessantes, permitindo um ganho médio de 8% a nível de COP instantâneo, isto devido a manter o mesmo caudal de ar que a solução “Normal” com um consumo menor de 7% de energia eléctrica total do módulo. No entanto este não é uma solução viável para já devido ao custo do ventilador de velocidade variável ser o dobro do ventilador “Normal”, como solução futura, este custo poderia ser abatido aproveitando a característica de velocidade variável, realizando uma matriz de funcionamento através do módulo electrónico fazendo com que dependendo das condições atmosféricas o ventilador forneça apenas o caudal necessário ao evaporador, permitindo assim uma optimização do funcionamento do módulo da HP270, isto conduziria a ganhos directos a nível de COP.

Quanto aos ensaios realizados com os diferentes permutadores de placas, estes comprovaram que somente o aumento da área de transferência não permite ganhos de COP nem de potência térmica. A análise teórica simplificada realizada concluía que com o aumento da área existiria um ganho significativo de potência térmica transferida, isto seria afirmativo se, a área de transferência aumentasse através da dimensão das placas e não com o aumento do número de placas do permutador como foi realizado. Devido às características construtivas do permutador de placas, ao aumentar o número de placas e manter o caudal do fluido à entrada do permutador diminui-se o coeficiente global de transferência de calor, devido à diminuição de caudal entre placas. Devido às limitações de espaço no módulo da HP270 não é possível aumentar as dimensões das placas do permutador. Seria

possível obter maior potência térmica transferida caso se aumentasse o débito do compressor, para isto seria necessário realizar um estudo prévio para ver até que ponto compensa a nível de custos e que impacto teria a nível de COP devido ao aumento do consumo eléctrico do compressor.

As soluções “New Generation” da HP270, são derivações do projecto 8048, estas foram idealizadas de forma a diminuir os custos do produto e aumentar o conforto ao utilizador. As soluções apresentadas foram concretizadas e testadas em ambiente laboratorial comprovando-se o seu funcionamento.

O projecto 8152, encontra-se numa fase inicial de desenvolvimento, tendo apenas sido construído até ao momento uma amostra (A-Sample). Esta demonstrou o funcionamento do conceito idealizado pela equipa de projecto, sendo agora necessário realizar uma caracterização exaustiva do módulo, de forma a ser possível identificar os pontos de melhoria, tais como, a optimização do carga de R134a, critérios de arranque e paragem tanto do “defrost” como do módulo e a detecção da formação de gelo no evaporado.

De uma forma geral a realização deste projecto em ambiente empresarial, foi uma experiencia enriquecedora e aliciante, a qual permitiu desenvolver capacidades e aplicar conceitos teóricos adquiridos à prática.

## Referências Bibliográficas

[1] Domanski, Piotr A.; Yashar, David; Kim, Minsung; 2005, "Performance of a finned-tube evaporator optimized for different refrigerants and its effect on system efficiency", International Journal of Refrigeration, Vol.28, p 820-827.

[2] Cunha, Carlos; 1991/1992, "Sebenta de Máquinas Térmicas – Excertos das Lições de Máquinas Térmicas do Prof. Carlos Cunha", DEMEGI-SFC, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

[3] Harnett, J.P.; Minkowycz, W. J.; 1998, "Experimental and Theoretical Performance Analyses of Air-Cooled Plate-Finned-Tube Evaporators", Int. Comm. Heat mass Transfer, Vol.25, No.6, p 787-798.

[4] Abou-Ziyan, H. Z.; Ahmed, M.F.; Metwally, M. N.; El-Hameed, H. M.; 1996, "Solar Assisted R22 and R134a Heat Pump Systems for Low Temperature Applications", Applied Thermal Engineering, Vol.17, No.5, p 455-469.

[5] Marques, Marco; Domanski, Piotr A.; 1998, "Potential Coefficient of Performance Improvements due to Glide Matching With R407c", Seventh Int. Conf. At Purdue University.

[6] Holanda, Carlos; Almir, Monteiro; de, 2009, "Modelação Matemática em Regime Permanente de um Refrigerador Doméstico", Rev. Tecnol. Fortaleza, Vol.30, No.2, p. 256-264.

[7] Longo, G. A.; Gasparella, A.; Sartori, R.; 2004, "Experimental heat transfer coefficients during refrigerant vaporisation and condensation inside herringbone-type plate heat exchangers with enhanced surfaces" International journal of Heat and Mass Transfere, Vol.47, p. 4125-4136.

[8] Ventura, Igor; "Estudo dos coeficientes de transferência de calor durante a evaporação do amoníaco com uma pequena quantidade de água num permutador de placas compacto numa máquina de refrigeração por absorção", 2010, Dissertação para a obtenção de Grau de Mestre em Engenharia Física Tecnológica, Instituto Superior Técnico, Lisboa, 2010.

[9] Brix, Wiebke; Koern, Martin Ryhl; Elmegaard, Brian; 2009, "Modelling refrigerant distribution in microchannel evaporators", international Journal or Refrigeration, Vol.32, p 1736-1743.

[10] Jokar, Amir; Hosini, Mohammad H.; Eckels, Steven J.; 2006, "Dimensional analysis on the evaporation and condensation of R-134<sup>a</sup> in minichannel plate heat exchangers" Applied Thermal Engineering, Vol. 26, p 2287-2300.

[11] Milcent, Paul Fernand; “Tópicos dos Conhecimentos Básicos no estudo de Trocadores de Calor”; 2007; Departamento de Engenharia Química – Universidade Federal do Paraná, No. 1.

[12] Lobarinhas, Pedro Alexandre Moreira; Teixeira, José Carlos Fernandes, “Transferencia de Calor por Convecção”, 2004, Departamento de Engenharia Mecânica – Universidade do Minho.

[13] Rafferty, Kevin D.; Culver, P. E. Gene; “Heat Exchangers”, Geo-Heat Center Klamath Falls – Oregon, Chapter 11.

[14] Kim, Jae-Dol; Yoon Jung-In; Ku, Hag-Geun; “Dynamic Analysis of Evaporator Characteristics” 1997, KSME International Journal, Vol. 11, No.2, p221-228.

[15] Reindl, Douglas T.; Jekel, Todd B.; “Defrosting: Industrial refrigeration evaporators”, 2009, ASHRAE Journal.

[16] Shaw, David N.; “Defrosting System and method for Heat Pumps” 2010, United States – Patent Application Publication, No. Us 2010/0229575 A1.

[17] Chen, W.; Zhijiu, Chen, Ruiqi, Zu; Yezheng, Wu; “Experimental investigation of minimum stable superheat control system of na evaporator”, 2002, International Journal of Refrigeration, No. 25, p 1137-1142.

[18] Pirani, Marcelo José; “Refrigeração e Ar Condicionado”, Departamento de Engenharia Mecânica – Universidade Federal da Bahia, Parte I – Refrigeração.

[19] Afonso, Clito; “Refrigeração”, 2007, FEUP-SFC.

[20] Summerer, Franz; “Energy Saving on the Low-pressure side of a Refrigeration Plant”, 2007, Guentner – Technical Article.

[21] Gunentner AG & Co. KG; “Influence of Refrigerant Subcooling on the Refrigerant Plant Efficiency”, 2010, Guentner – Technical Article.

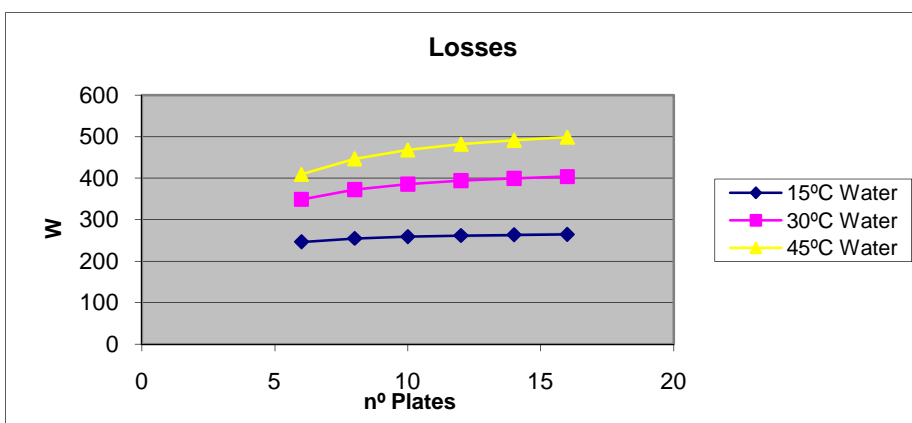
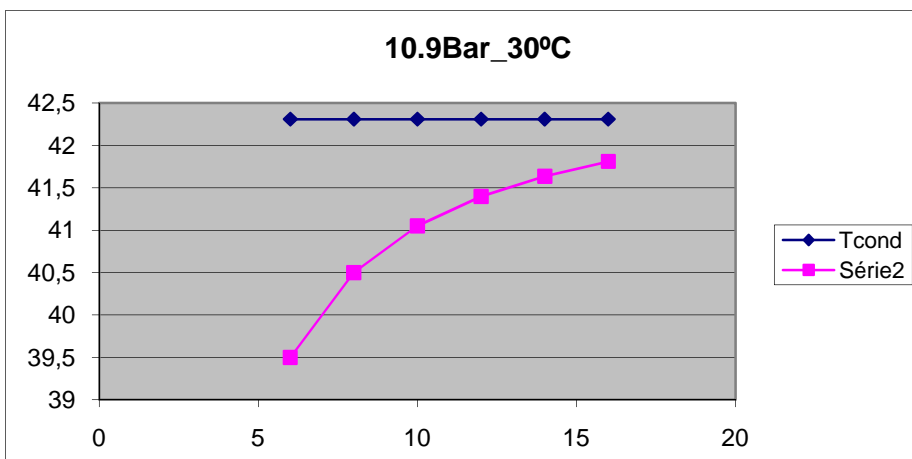
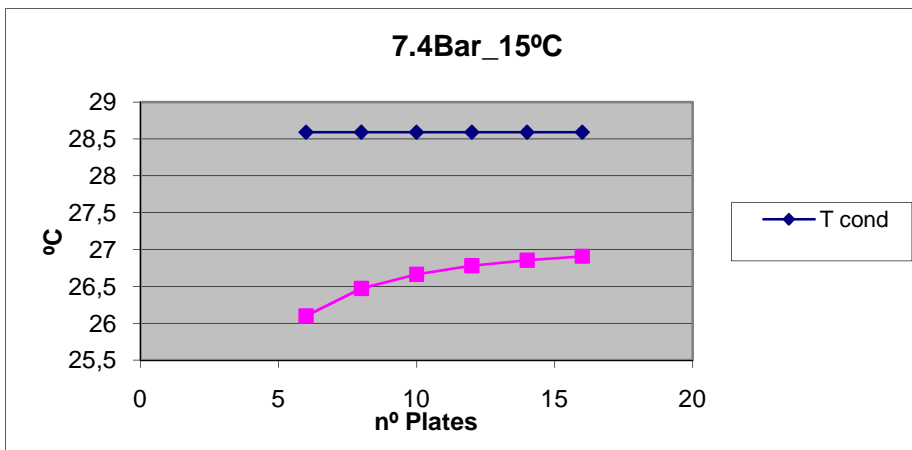
[22] Roth, Peter; “Energy Saving on the High-pressure side of a Refrigeration Plant”, 2007, Guentner – Technical Article.

“

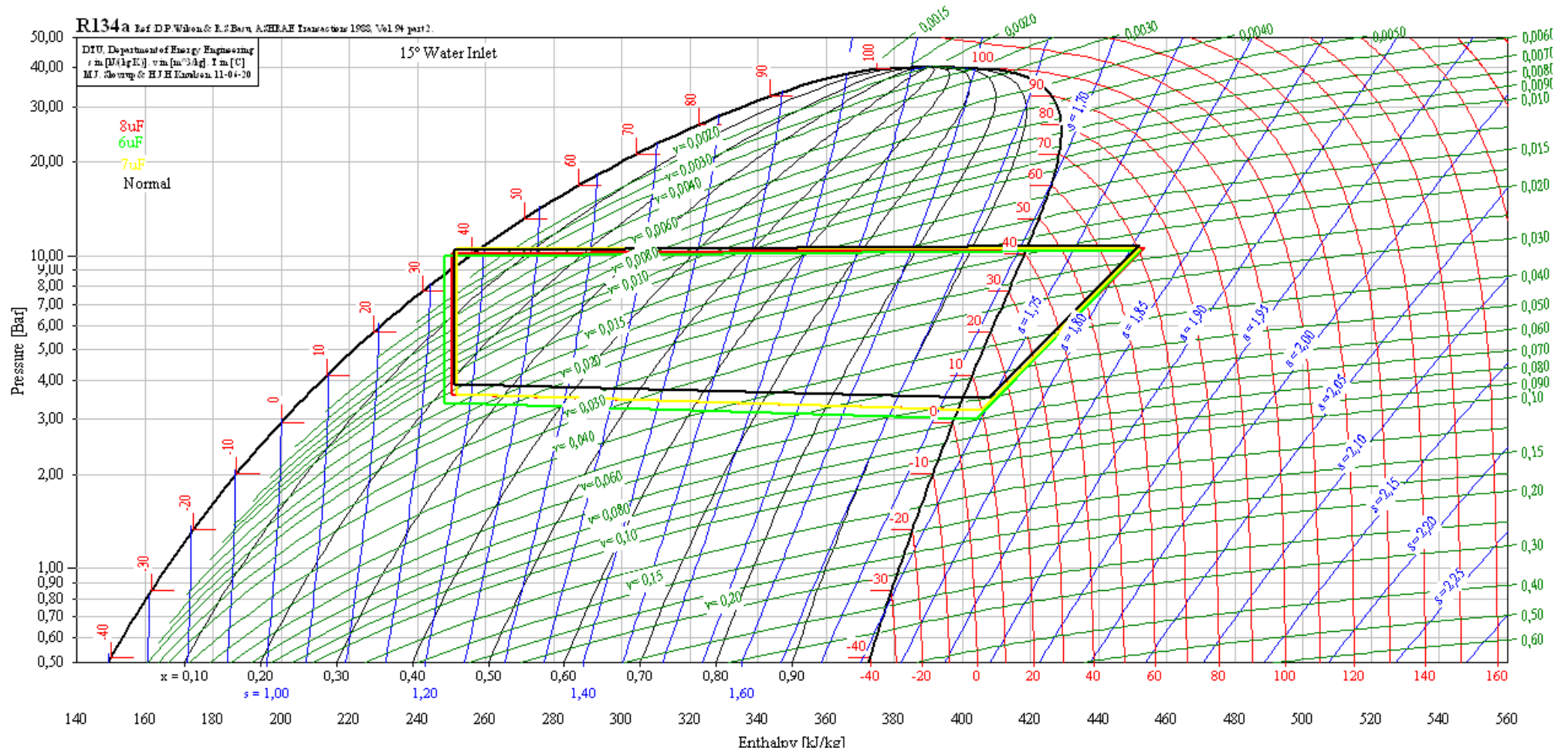
# **ANEXOS**

## Anexo A - Gráficos Permutador de Placas

Este anexo apresenta a distribuição da temperatura de saída da água para os diferentes permutadores de placas. É também apresentado o aumento das perdas em função do numero de placas.



### Anexo B – Diagrama P-h Comparação de Condensadores



Anexo C – Diagramas P-h, Comparação entre Ventiladores Baixa Velocidade

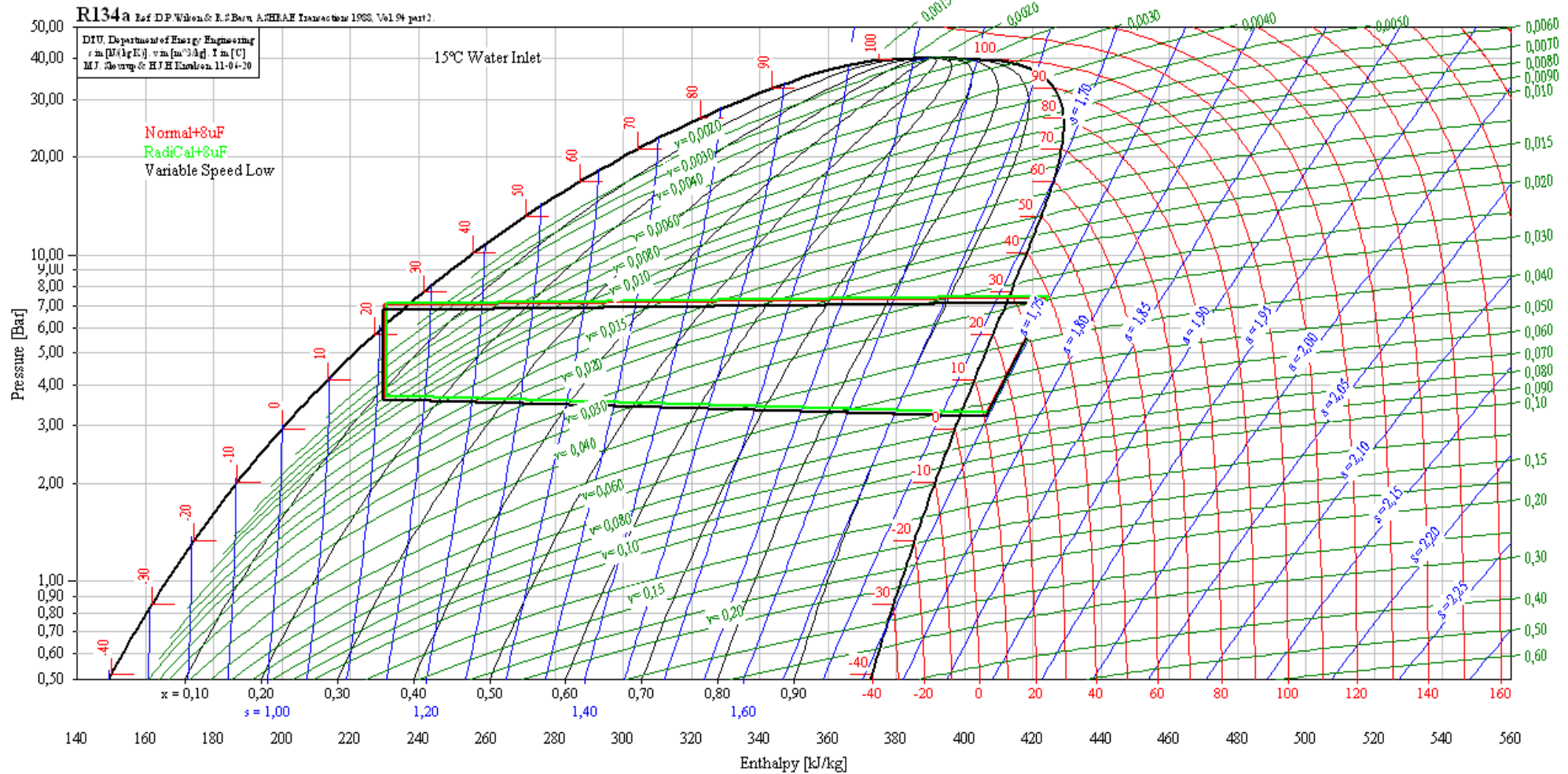


Fig. 49 - Diagrama P-h comparativo entre ventiladores a baixa velocidade Twin=15°C.

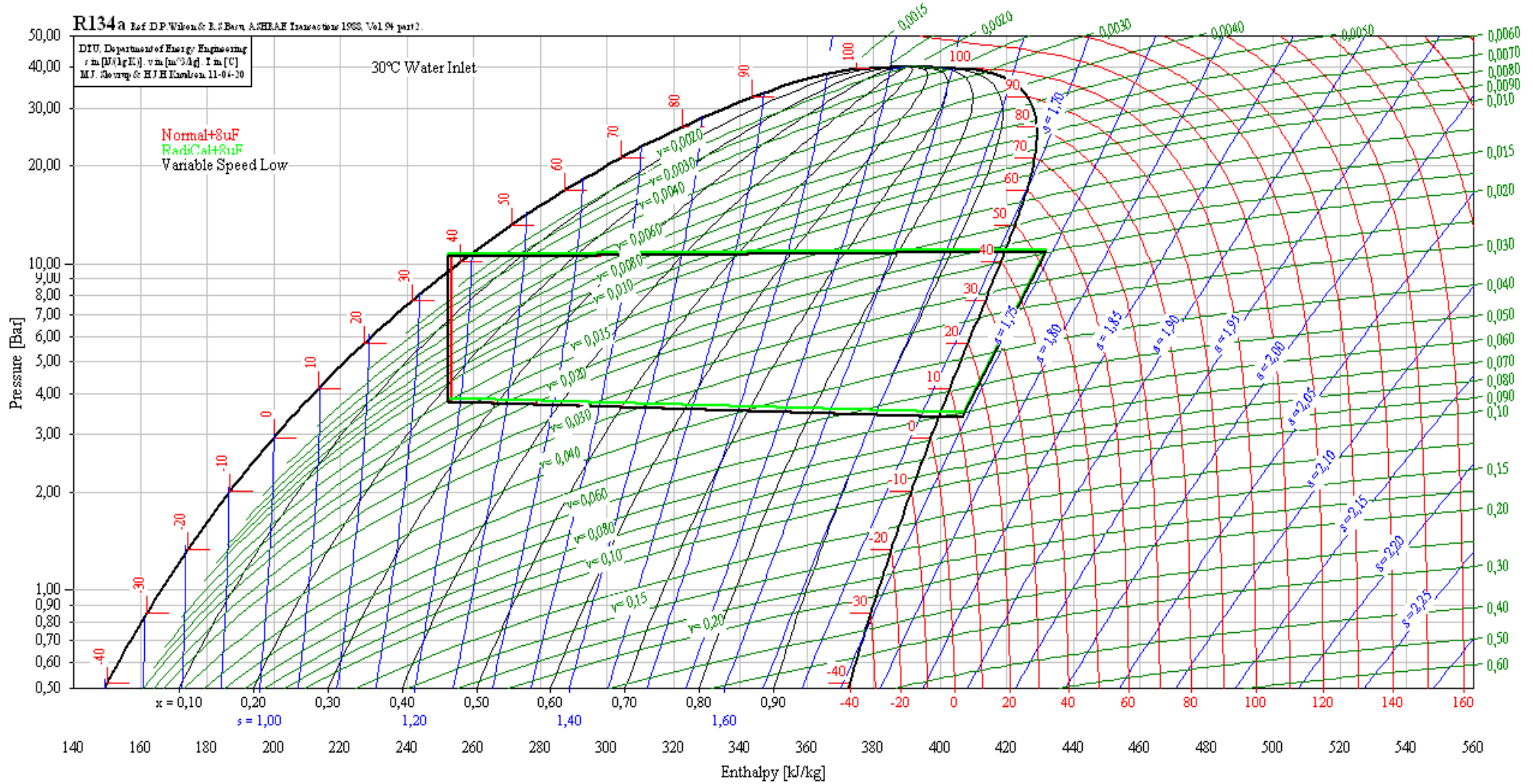


Fig. 50 - Diagrama P-h comparativo entre ventiladores a baixa velocidade Twin=30°C.

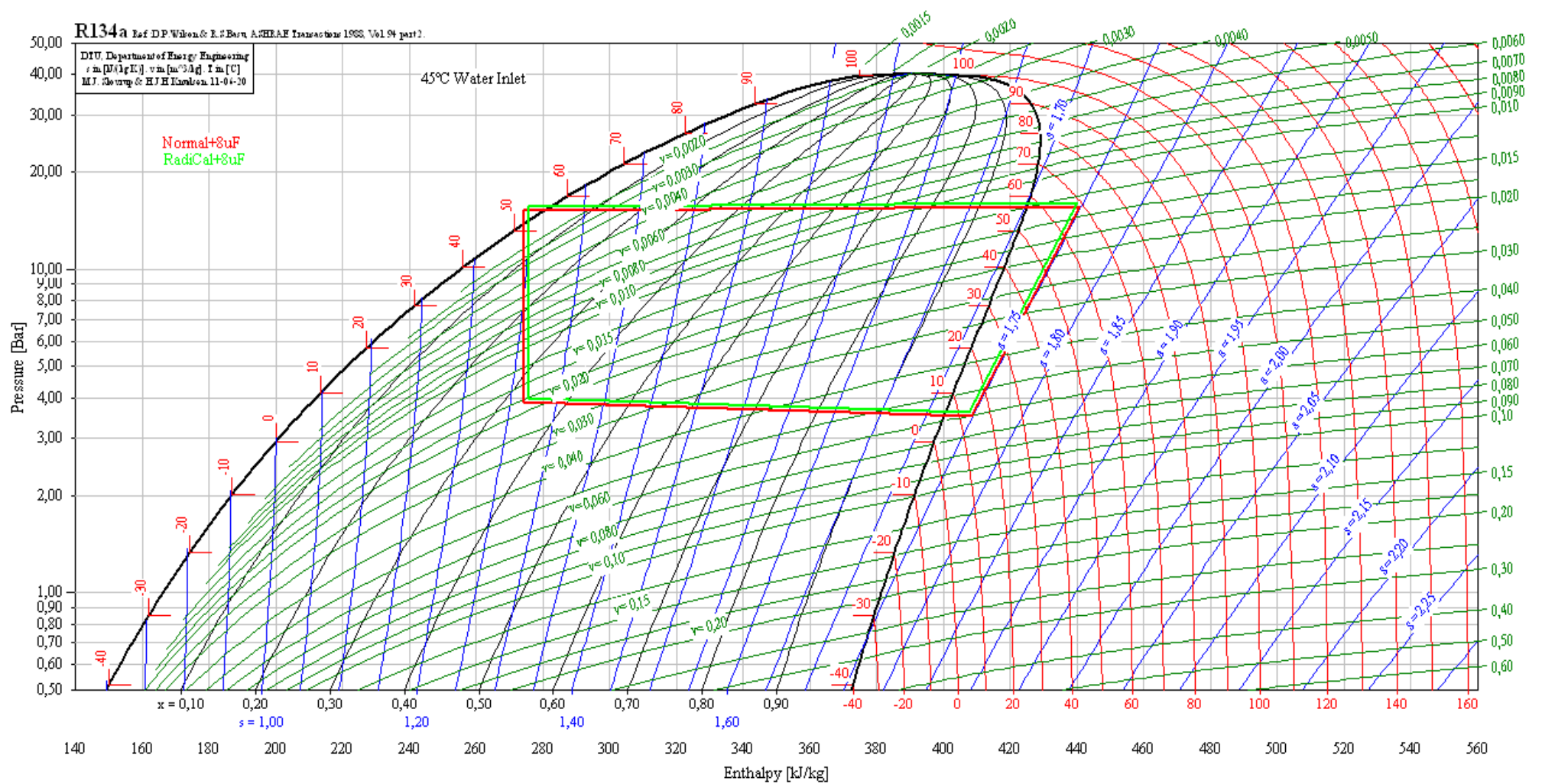


Fig. 51 - Diagrama P-h comparativo entre ventiladores a baixa velocidade Twin=45°C.

Anexo D – Diagramas P-h, Comparação de Ventiladores Alta Velocidade

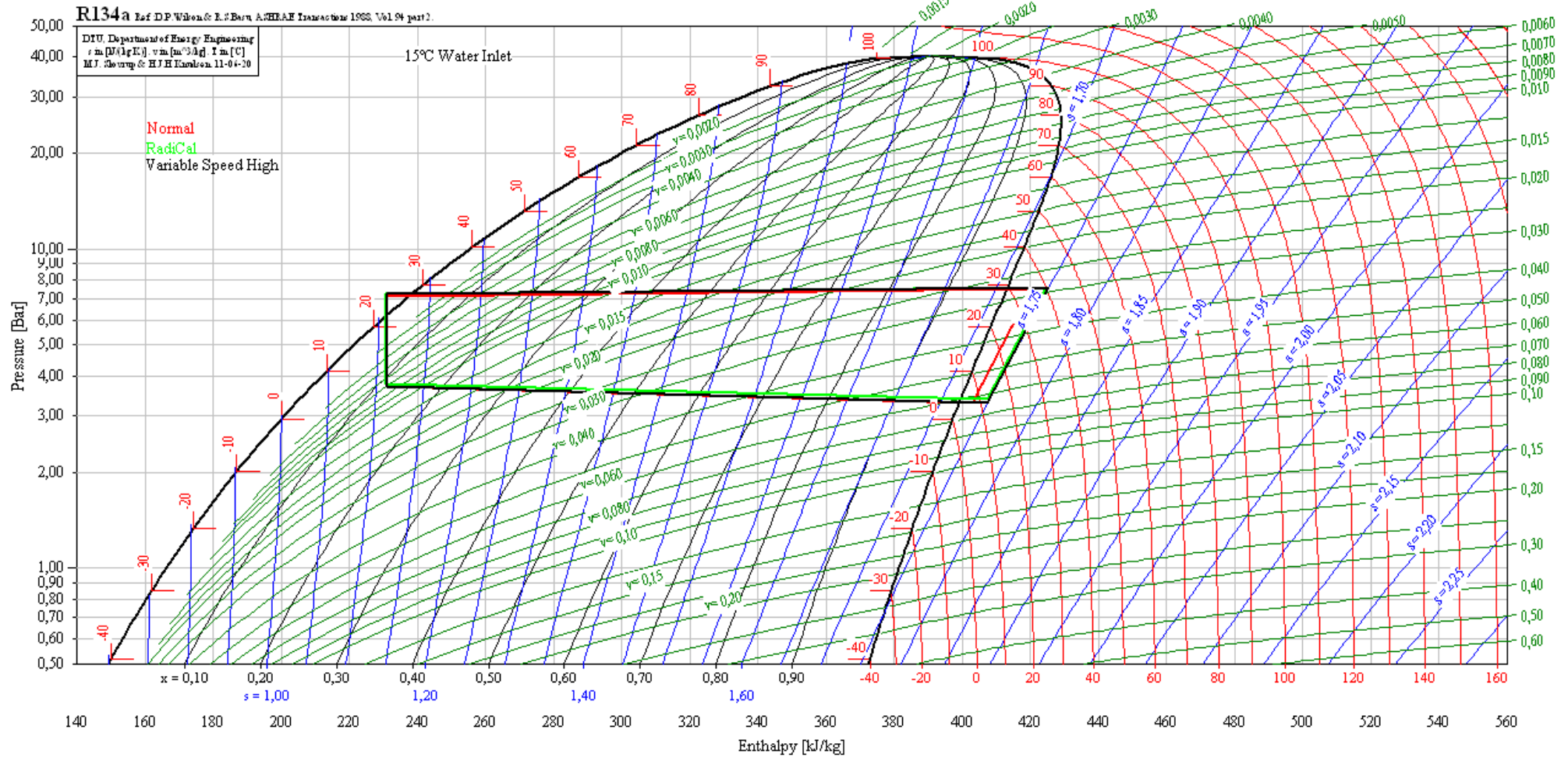


Fig. 52 - Diagrama P-h comparativo entre ventiladores a alta velocidade Twin=15°C.

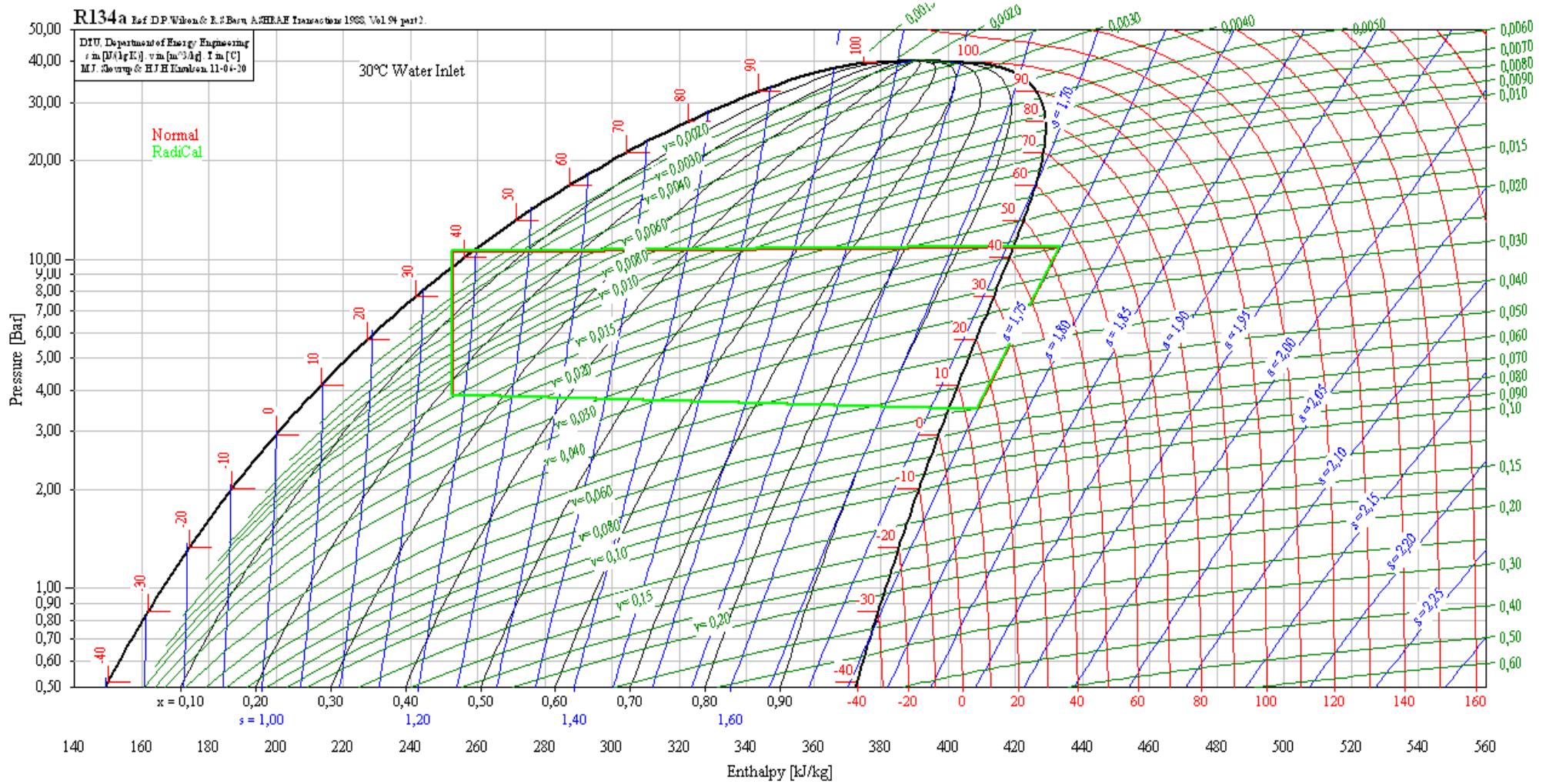


Fig. 53 - Diagrama P-h comparativo entre ventiladores a alta velocidade Twin=30°C.



Anexo E – Diagrama P-h, Comparação de Permutadores de Placas

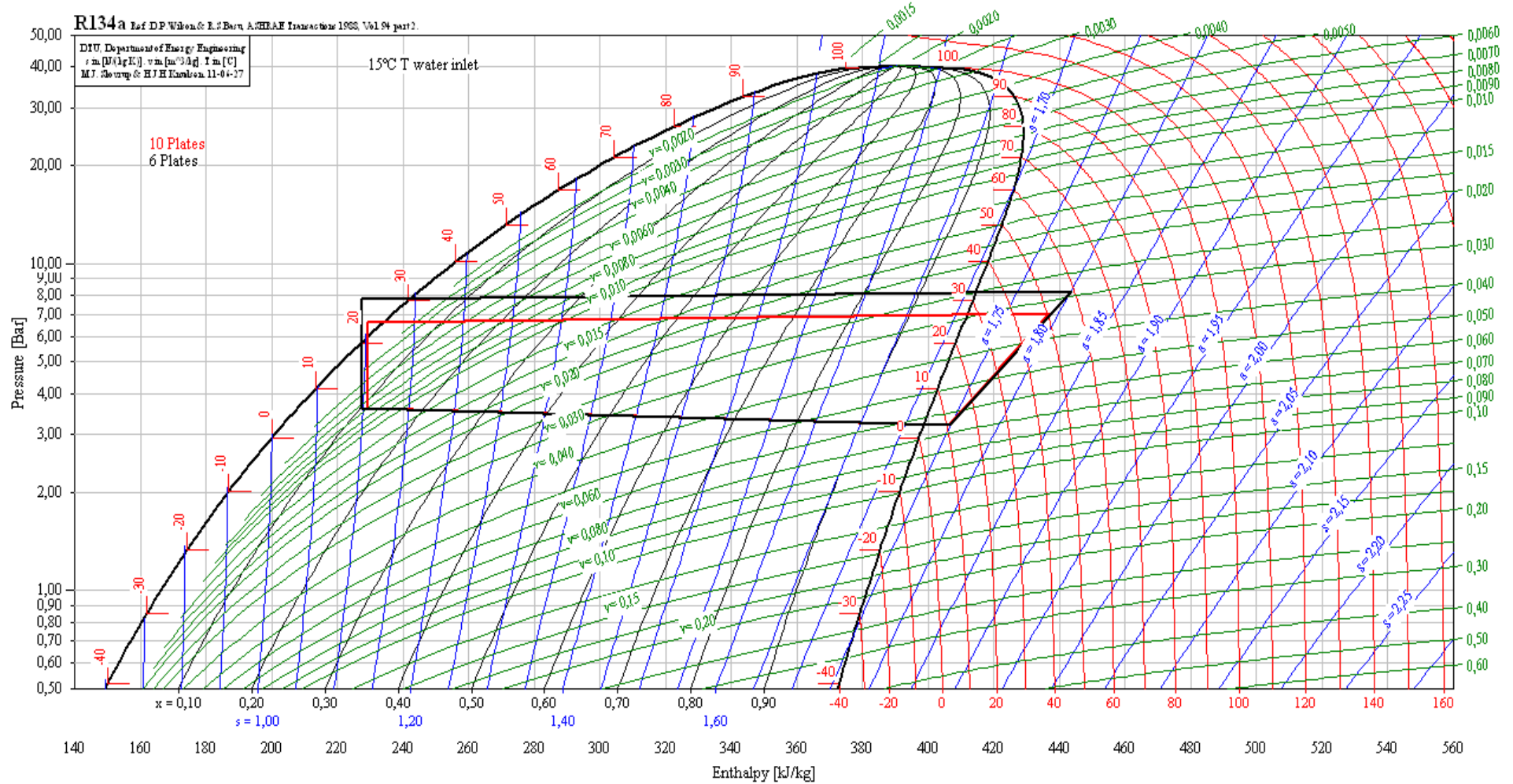
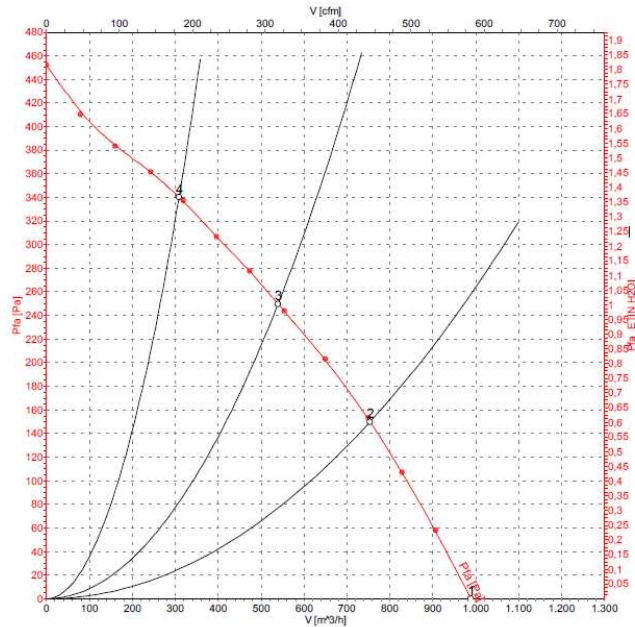


Fig. 55 - Diagrama P-h, Comparação entre permutadores de placas.

## Anexo F - Ventiladores “Data Sheet”

Este anexo apresenta as características respectivas ao ventilador da solução final da HP270, fornecidos pelo fornecedor.



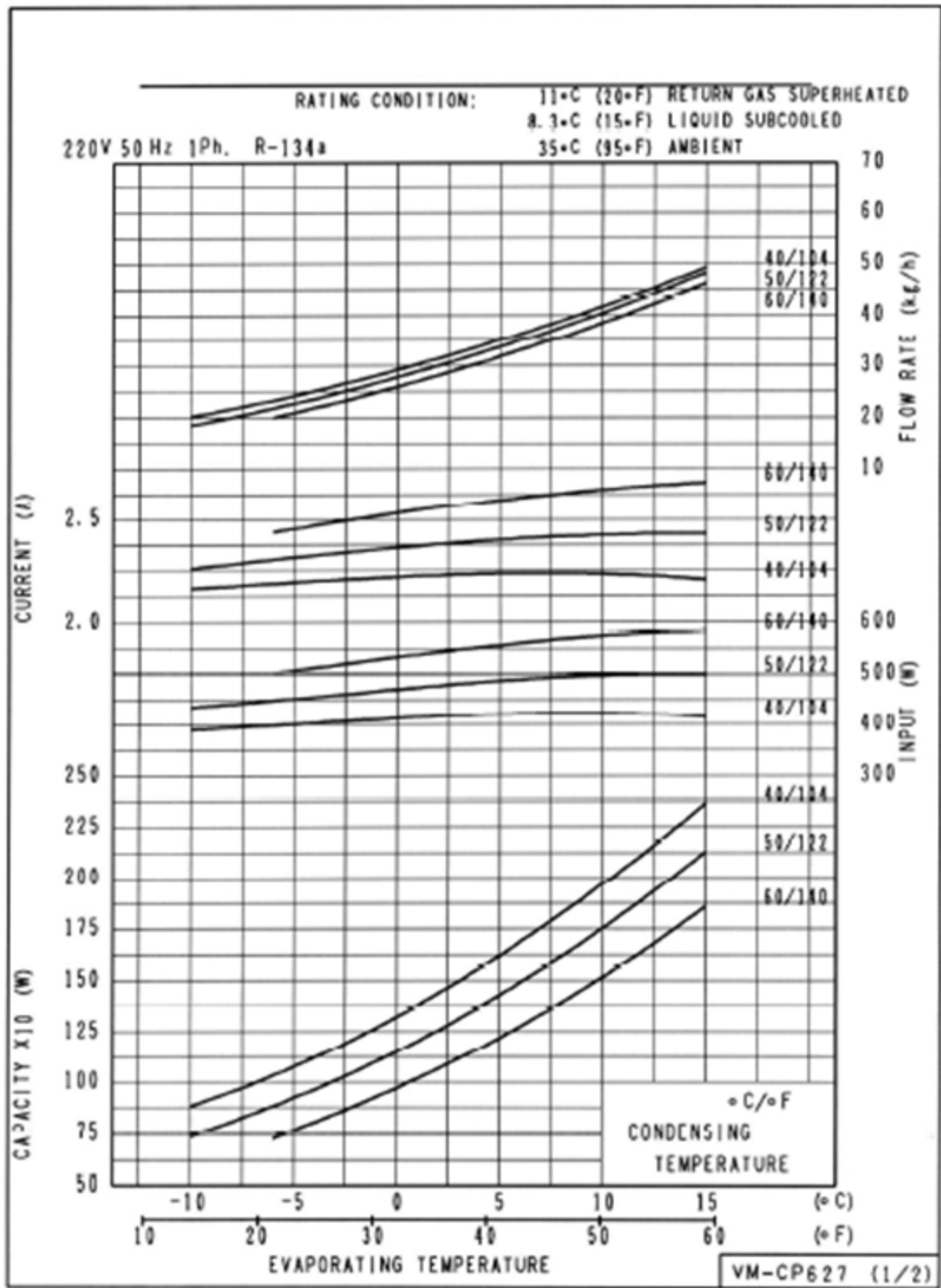
	U	f	n	P <sub>1</sub>	I	LpA <sub>33</sub>	LwA <sub>33</sub>	Ṽ	P <sub>fa</sub>
	[V]	[Hz]	[min <sup>-1</sup> ]	[W]	[A]	[dB(A)]	[dB(A)]	[m <sup>3</sup> /h]	[Pa]
1	230	50	2700	85	0.38	66	74	990	0
2	230	50	2515	104	0.46	63	70	755	150
3	230	50	2440	111	0.49	60	67	540	250
4	230	50	2505	103	0.46	62	70	310	340

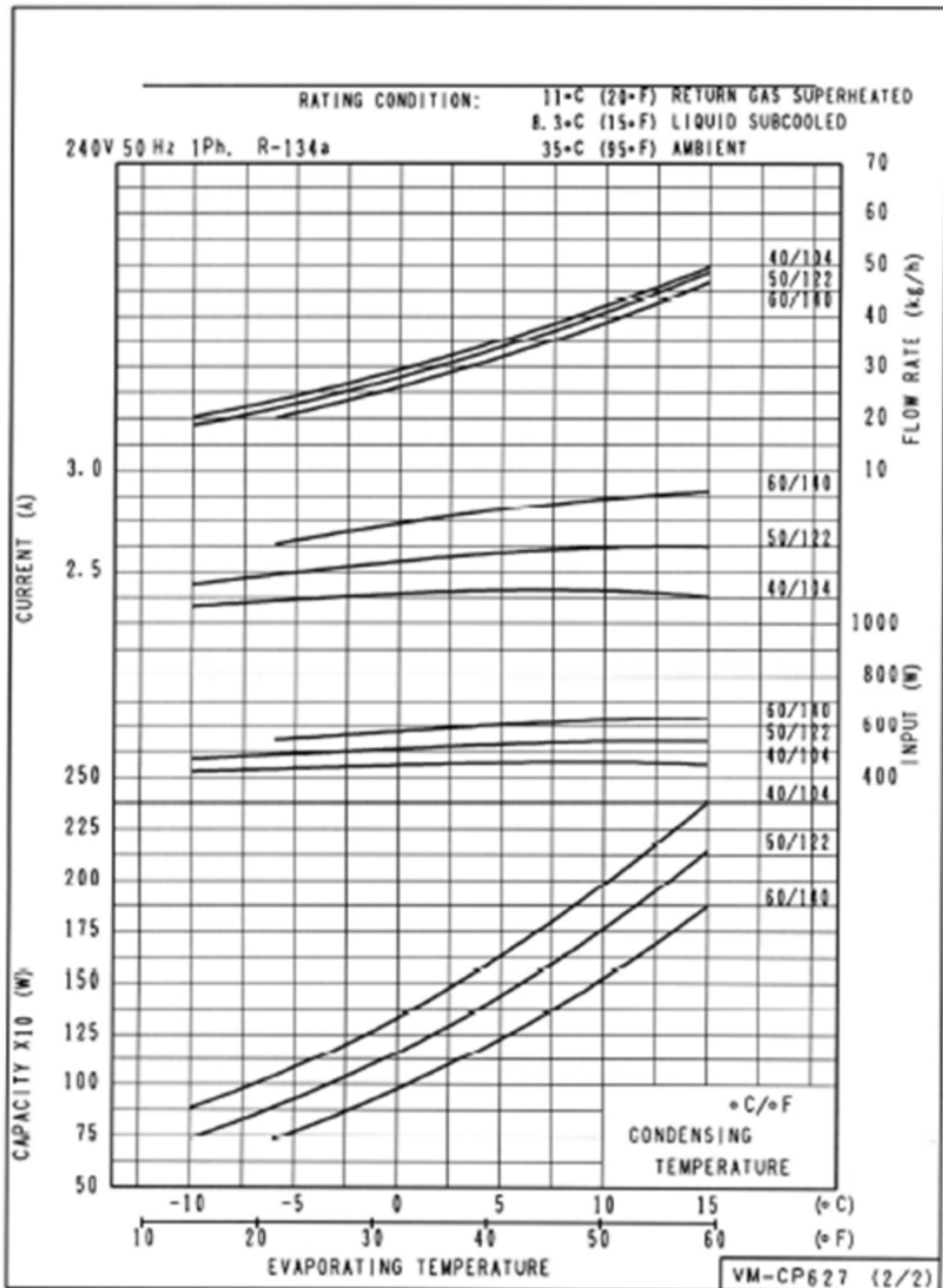
Leakage current	< 0.75 mA
Size	220 mm
Operation mode	S1
Direction of rotation	Clockwise, seen on rotor
Mounting position	Shaft horizontal or rotor on bottom; rotor on top on request
Humidity class	F1-2
Insulation class	"F"
Cable exit	Variable
Condensate discharge holes	Rotor-side
Bearing motor	Ball bearing
Mass	2.4 kg
Housing material	Plastic PA6, fibreglass-reinforced
Material of impeller	Plastic PA6, fibreglass-reinforced
Motor protection	Thermal overload protector (TOP) wired internally
Product conforming to standard	CE; EN 60335-1
Surface of rotor	Coated in black
Number of blades	11
Type of protection	IP 44
Protection class	I
Max. permissible ambient motor temp. (transp./storage)	+ 80 °C
Min. permissible ambient motor temp. (transp./storage)	- 40 °C

## Anexo G – Compressor “Data Sheet”

Este anexo apresenta as características técnicas respectivas ao compressor da solução final da HP270, fornecidas pelo fornecedor.

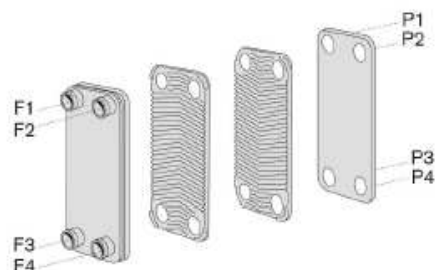
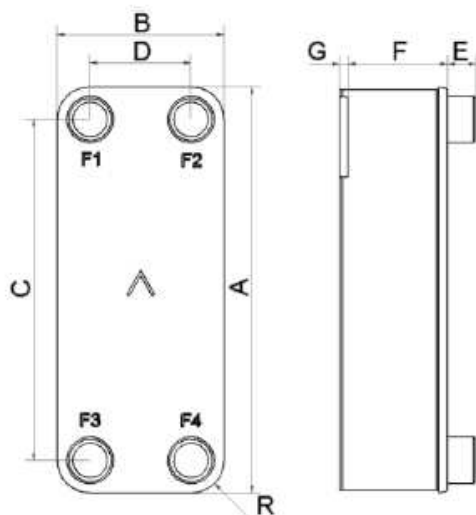
◆ General specification	VNOK—CC0335—L	
◆ Compressor data	Rolling piston type rotary	
Design	1	
Number of cylinder	13.4	
Displacement $\text{cm}^3$		
◆ Motor data	Permanent split capacitor	
Motor type	450	
Nominal output W	2	
Pole number	2,830/2,860 (at 220/240V)	
Nominal revolution rpm	E	
Insulation class	Main 4.7 / Aux 8.2	
Motor resistance(20 °C)		
◆ Refrigerant	<b>R-134a (GPP<sub>2</sub>)</b>	
◆ Oil	HAB	
Brand	270	
Charge amount $\text{cm}^3$		
◆ Mass (includ oil)	kg	
◆ Power source	220-240 (within ±10%)	
Rated voltage V	50	
Rated frequency Hz	Single	
Phase		
◆ Performance	1,535 / 1,545 ±5%	
Refrigerating capacity W	520 / 565 ±5%	
Motor input W	2.5 / 2.7	
Current A	2.95 / 2.73	
C O P W/W		
Conditions	Evaporating temp 7.2 °C	
	Condensing temp 54.4 °C	
	Return gas temp 35.0 °C	
	Ambient temp 35.0 °C	
	Liquid temp 46.1 °C	
	Power source 1ph 220V/240V 50Hz	
Performance curve	VM - CP627	
◆ Starting performance	16.5 / 18 (at 220/240V)	
L.R.A. A	drop 176	
Lowest starting voltage V		





## Anexo H – Condensador de Placas “Data Sheet”

Este anexo apresenta as características técnicas respectivas ao permutador de placas da solução final da HP270, fornecidas pelo fornecedor.



Measurements (mm)		Tolerance
A	377	+2 /-2
B	119.5	+1 /-1
C	329	+1 /-1
D	72	+1 /-1
E	20.1 (opt. 45.1)	+1 /-1
F	4+2xNP	+0.5% /-1.5%
G	6	+1 /-1
R	23.5	

### TECHNICAL DATA

Max working pressure at 225°C:

Test pressure:

Min temperature:

Max temperature:

Max number of plates (NoP)

BPHE weight

Plate material:

Brazing material:

Standard connection material

Inner circuit: 16 bar

Outer circuit: 16 bar

30 bar

-196°C

225°C

140

1.754+NoP×0.22 kg

Parts in contact with fluid:

AISI 316

Parts not in contact with fluid:

AISI 304

Pure Copper

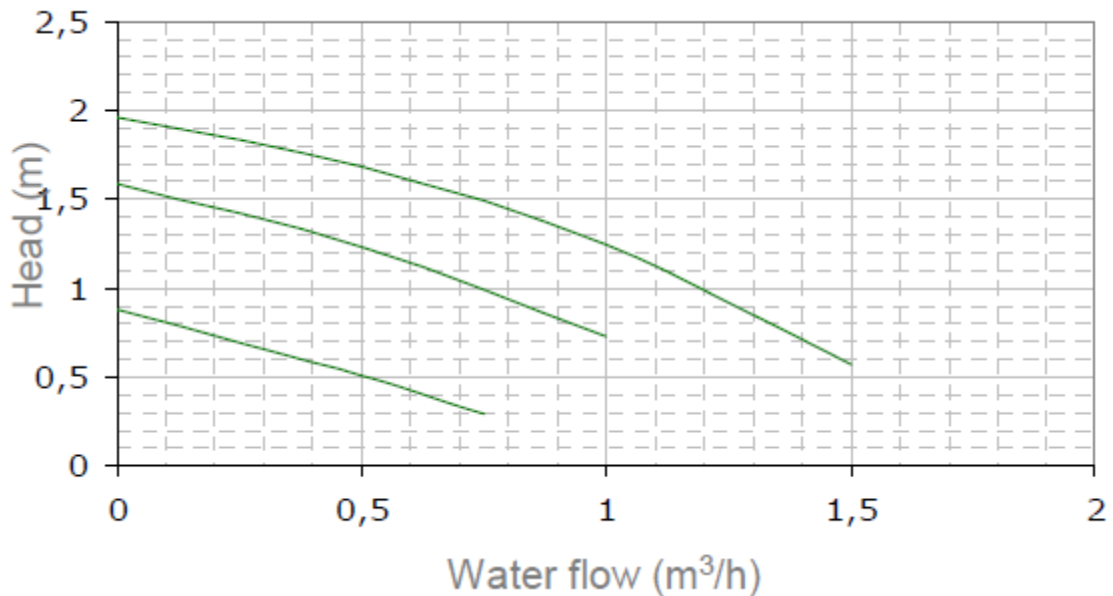
AISI 316

## Anexo I – Bomba Circuladora de Agua “Data Sheet”

Este anexo apresenta as características técnicas respectivas á Bomba circuladora de água da solução final da HP270, fornecidas pelo fornecedor.

	n r / min	P1 W	I A	Capacitor µF / VDB	
ZRS .. /2 NSC10 ..	max min	2100 1860 1300	48 32 19	0,21 0,15 0,10	1,6 / 400
ZRS .. /4 NSC15 ..	max min	2600 2500 2100	55 39 26	0,24 0,18 0,12	
ZRS .. /6 NSC25 ..	max min	2450 2000 1450	85 63 45	0,38 0,29 0,21	2,6 / 400
ZRS .. /7 NSC30 ..	max min	2650 2400 1900	115 86 62	0,51 0,40 0,29	

	Thread	Dimensions					
	G	I0	I1	I3	a	b2	b4
ZRS12/2 Ku NSC10-12	3/4"	130	116,5	65	15,5	92,5	72,5
ZRS12/4 Ku NSC15-12			116,5				72,5
ZRS12/6 Ku NSC25-12			116,5				76
ZRS12/7 Ku NSC30-12			129,5				76
ZRS15/2 Ku NSC10-15			116,5				72,5
ZRS15/4 Ku NSC15-15	1"	130	116,5	65	15,5	92,5	72,5
ZRS15/6 Ku NSC25 15			116,5				76
ZRS15/7 Ku NSC30-15			129,5				76

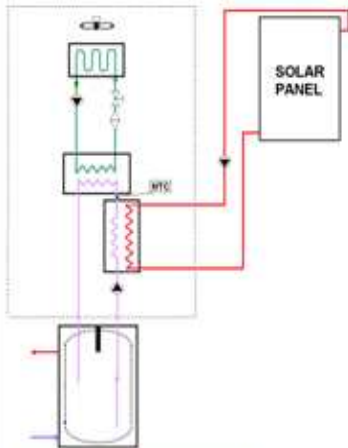


Anexo J - Posters / Apresentações

# TT/EE Projects Review

## Main Features for Next Generation Heat Pumps

USP: Heat Pump with Solar Back Up independent from the Tank



**Main Features Benefits**

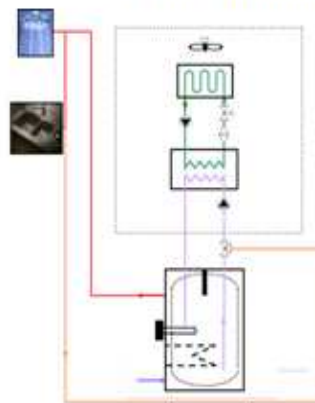
- No internal solar coil
- Simpler production tank
- Reduced cost of the tank

**Key Components**

- Plate Heat Exchanger



USP: Heat Pump with integrated Hot Water Recirculation



**Main Features Benefits**

- Instantaneous Hot Water
- More Comfort

**Key Components**

- Three way valve

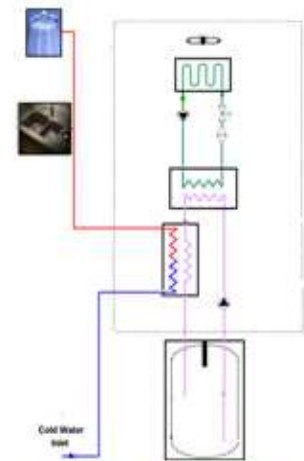


- Adapted Electronic Controller



05.2011 | TT-GEH/ENG

USP: Heat Pump with Pressure less Tank



**Main Features Benefits**

- Low weight tank
- Easy Handling
- Allows the use of very simple vessels

**Key Components**

- Plate Heat Exchanger



**BOSCH**

Termotecnologia

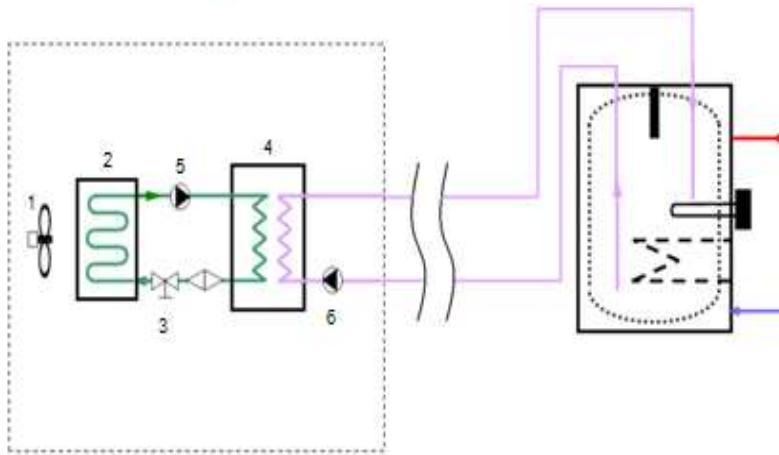
# TT/EE Projects Review

## Split

### Advantages and Benefits

- Easier Transport
- Installation Flexibility
- Prevents noise inside the room

### Operation principle



- |                    |                           |
|--------------------|---------------------------|
| 1-FAN              | 4- PLATE HEAT EXCHANGER   |
| 2- EVAPORATOR      | 5- COMPRESSOR             |
| 3- EXPANSION VALVE | 6- WATER CIRCULATION PUMP |

### With Out the Tank



### With the Tank



Termotecnologia



05.2011 | TT-GEH/ENG



**BOSCH**

Poster visita TT/EE (03-05-2011) Mr. Sterlepper (responsável pelo desenvolvimento Bosch Thermotechnik GmbH).