

Estudo de um Arrefecedor Evaporativo Indirecto de Elevada Eficiência

Hugo Neves de Sousa

Dissertação do MIEM

Orientador na FEUP: Prof. Doutor Armando Carlos Figueiredo Coelho de Oliveira



FEUP

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Julho 2010

Aos meus Pais

Ao “Puto” e à “Micas”

Aos meus Avós

Resumo

A consciencialização energética é algo relativamente recente. No entanto, está já profundamente enraizada na sociedade actual. A preocupação com o aquecimento global e a diminuição da emissão de gases que promovem o efeito de estufa aumenta de ano para ano. O aparecimento de tecnologias “verdes” e “amigas do ambiente” tem sido emergente nos últimos tempos.

Os arrefecedores evaporativos aparecem como uma ajuda na diminuição do consumo energético numa das áreas que apresenta maior peso, a climatização, conhecida pelos seus equipamentos de grande consumo.

O presente trabalho tem como principal objectivo o estudo de um arrefecedor evaporativo de alta eficiência. Para tal, foi desenvolvido um modelo teórico do funcionamento do sistema e transcrito para um programa de simulação. Posteriormente, o arrefecedor em estudo foi testado experimentalmente em diferentes condições climatéricas.

Os resultados revelaram que o arrefecedor evaporativo estudado apresenta eficiências de bolbo húmido não superiores a 0,42 e eficiências de ponto de orvalho inferiores a 0,32, quando operando com o seu caudal máximo. Este pode atingir valores de arrefecedores de ponto de orvalho para um caudal igual ou superior a 48% do máximo, quando sujeito a uma temperatura ambiente de 35°C e uma temperatura de bolbo húmido de 22°C. O modelo teórico proposto reflectiu um comportamento “ideal” relativamente ao do sistema real, apresentando diferenças relativas à temperatura de saída do ar seco entre 20 e 15%

Conclui-se assim, que o arrefecedor em estudo não apresenta resultados de um arrefecedor de ponto de orvalho, devido à impossibilidade de regular o caudal. Sendo esta possível, verifica-se que o arrefecedor tem a capacidade de apresentar resultados na gama dos arrefecedores de ponto de orvalho.

Study of a High Efficiency Evaporative Cooler

Abstract

The energy awareness is relatively recent. However, it is deeply rooted in our society. The concern about global warming and reducing the emission of gases that promote the “greenhouse effect” increases year to year. The appearing of “green” and “environmentally friendly” technologies has been emerging in recent times.

The evaporative coolers appear as a help in reducing energy consumption in one area that has a huge importance, HVAC, known for is high-consumption equipment.

This work has as main objective the study of a high efficiency evaporative cooler. To this end, a theoretical model of the system has been developed and then implemented in simulation *software*. Then, the cooler was experimentally tested in different weather conditions.

The results showed that the studied evaporative cooler present wet bulb efficiencies lower than 0,42 and dew point efficiencies no greater than 0,32, when operating in maximum flow. The cooler can reach values of a dew point cooler when it operates with 48% of its maximum volume flow, with intake air at 35°C – dry bulb temperature – and 22°C – wet bulb temperature. The theoretical model presents an “idealistic” behavior in relation to the real system, whit errors on output temperature of dry air between 20 and 15%.

Concluding, the evaporative cooler does not present dew point cooler’s results due to the inability to regulate the flow. Since this is possible, it appears that the cooler has the capacity to provide dew point cooler’s results.

Agradecimentos

Em primeiro lugar, agradeço ao meu orientador, Prof. Doutor Armando Oliveira, por todo o apoio e disponibilidade que sempre demonstrou.

Agradeço ainda, a todo o corpo docente que me acompanhou e instruiu ao longo destes últimos cinco anos.

Ficarei eternamente grato aos meus pais, que sempre me proporcionaram um ambiente acolhedor, encorajando e depositando em mim grande confiança, respeito e carinho. Uma palavra de apreço aos meus irmãos, que conscientemente ou inconscientemente me ajudaram a ultrapassar algumas dificuldades, assim como aos meus avós e restantes familiares.

Não posso deixar de agradecer ainda, aos meus amigos e colegas que comigo partilharam as aventuras e desventuras da vida académica.

Findo, agradecendo àqueles que sempre me acompanharam, tendo um papel cursial nos momentos em que necessitei de me abstrair do trabalho, para depois voltar em força.

Índice de Conteúdos

Nomenclatura	1
1 Introdução.....	5
1.1 Objectivos	6
1.2 Organização da tese	7
2 Arrefecedor evaporativo	9
2.1 Tipos de Arrefecedores	10
2.1.1 Directos.....	10
2.1.2 Indirectos	11
2.2 Métodos de avaliação	13
2.3 Factores que influenciam o funcionamento dos arrefecedores evaporativos indirectos.....	14
2.4 Vantagens e desvantagens.....	14
2.5 Descrição da máquina em estudo	16
3 Modelação numérica do arrefecedor evaporativo.....	19
3.1 Descrição do permutador	19
3.2 Hipóteses simplificativas	21
3.3 Modelação dos canais secos	22
3.3.1 Cálculo do Coeficiente de Convecção	23
3.3.2 Cálculo do número de Nusselt.....	23
3.4 Modelação dos canais húmidos	24
3.4.1 Alhetas.....	26
3.5 Implementação do modelo teórico no EES	27
4 Resultados e Discussão.....	31
4.1 Medições experimentais.....	31
4.1.1 Determinação do caudal	31
4.1.2 Determinação da temperatura e humidade.....	34
4.1.3 Resultados	38
4.2 Comparação de resultados experimentais com modelo teórico	41
4.2.1 Resultados obtidos a partir do modelo.....	41
4.2.2 Resultados experimentais Vs Resultado do modelo.....	42
4.3 Estudo paramétrico	43
4.3.1 Temperatura constante	43
4.3.2 Humidade constante	44
4.3.3 Caudal crítico	45
4.4 Discussão.....	50
5 Conclusões e sugestões para trabalhos futuros	53
6 Referências e Bibliografia	55
ANEXOS.....	57
1. Determinação do caudal	57
2. Algoritmo	59

3. Equações do algoritmo	63
4. Catálogo da Máquina.....	69

Índice de Figuras

Figura 1 Esquema representativo da evolução do ar quando se lhe acrescenta água [6].....	9
Figura 2 Esquema de um arrefecedor evaporativo directo [6].....	10
Figura 3 Arrefecedor evaporativo indirecto [6]	11
Figura 4 (a) Sistema de arrefecimento de ponto de orvalho de contra corrente e (b) respectivo diagrama psicrométrico [4].....	12
Figura 5 Configuração de um permutador de fluxos cruzados [9]	13
Figura 6 Esquema do arrefecedor fornecido pelo fabricante [anexo 4].....	16
Figura 7 Foto do arrefecedor onde são mostradas as grelhas de exaustão de ar seco (esquerda) e de ar húmido (direita)	17
Figura 8 Fotografia do interior do arrefecedor	17
Figura 9 Percurso do ar no arrefecedor [anexo 4].....	18
Figura 10 Aspecto do permutador.....	19
Figura 11 Entrada dos canais secos (esquerda) e saída dos canais húmidos (direita)	20
Figura 12 Sistema de humedecimento dos canais húmidos.....	20
Figura 13 Alhetas triangulares presentes nos canais húmidos.....	20
Figura 14 Esquema representativo da passagem do ar num canal seco (CS)	22
Figura 15 Esquema representativo da passagem do ar num canal húmido e transferência de calor e massa	24
Figura 16 Esquema representativo das alhetas l_1 -medida da alheta δ - espessura da alheta.....	27
Figura 17 Exemplificação da matriz de elementos usada (medidas em [mm])	29
Figura 18 Evolução da temperatura nos canais húmidos (gráfico gerado pelo <i>software</i> de simulação para o ponto de funcionamento do fornecedor).....	29
Figura 19 Evolução da temperatura nos canais húmidos (gráfico gerado pelo <i>software</i> de simulação para o ponto de funcionamento do fornecedor).....	30
Figura 20 Exemplo do quadro de resultados indicado pelo programa.....	30

Figura 21 Locais genéricos de medição de velocidade numa secção rectangular para aplicação do método de Tchebycheff	33
Figura 22 Posição dos pontos de medição na grelha ar seco	33
Figura 23 Posição dos pontos de medição na grelha ar húmido	33
Figura 24 Esquema de um termopar	35
Figura 25 Sensibilidades para diferentes tipos de termopares	36
Figura 26 Exemplo de uma curva de calibração do termopar	37
Figura 27 Esquema de colocação dos termopares na grelha de insuflação de ar (grelha de ar seco) – as medidas encontram-se em [mm]	38
Figura 28 Esquema de colocação dos termopares na grelha de ar húmido – as medidas encontram-se em [mm]	38
Figura 29 Evolução das temperaturas de saída do ar e eficiências com a variação da humidade, e temperatura de entrada constante (35°C).....	44
Figura 30 Evolução das temperaturas de saída do ar e eficiências com a variação da temperatura, e humidade de entrada constante (32,5%)	45
Figura 31 Variação das eficiências com a variação do caudal de ar para condições de funcionamento padrão do fabricante.....	46
Figura 32 Caudal crítico para condições de funcionamento padrão do fabricante	47
Figura 33 Variação das eficiências com a variação do caudal de ar de entrada a 25°C e com humidade relativa de 37%.....	48
Figura 34 Caudal crítico para ar de entrada a 25°C com humidade relativa de 37%.....	48
Figura 35 Variação das eficiências com a variação do caudal de ar de entrada a 39°C e com humidade relativa de 36%.....	49
Figura 36 Caudal crítico para ar de entrada a 39°C com humidade relativa de 36%.....	50

Índice de Tabelas

Tabela 1 Diferentes tipos de termopares.....	35
Tabela 2 Comparação entre os dados disponibilizados pelo fabricante e os medidos.....	39
Tabela 3 Temperaturas e humidades medidas com a respectiva potência de arrefecimento; Potências calculadas com o caudal determinado(*) e fornecido pelo fabricante(**).....	40
Tabela 4 Eficiências conseguidas nos respectivos pontos de funcionamentos.....	40
Tabela 5 Resultados calculados a partir do modelo; Potências calculadas com o caudal determinado(*) e fornecido pelo fabricante(**)	41
Tabela 6 Eficiências calculadas a partir do modelo.....	42
Tabela 7 Comparação entre resultados experimentais e resultados do modelo.....	42
Tabela 8 Resumo dos caudais críticos	50
Tabela 9 Velocidades (m/s) medidas nos canais secos e respectivo caudal	57
Tabela 10 Velocidades (m/s) medidas nos canais húmidos e respectivo caudal	57

Nomenclatura

	Letras Romanas	
	Descrição	Unidades
A	Área	m^2
cp	Calor específico	$J/(kg * K)$
D_{AB}	Coeficiente de difusão	m^2/s
D_h	Diâmetro hidráulico	m
h	Entalpia específica	$(J/kg)/kg_{as}$
HR	Humidade relativa	%
L	Comprimento	m
Le	Número de Lewis	-
$\dot{m}$	Caudal mássico	kg/s
m_i	Factor multiplicativo	-
Nu	Número de Nusselt	-
$\dot{Q}$	Potência	W
q_{lv}	Calor latente de vaporização	J/kg
Re	Número de Reynolds	-
T	Temperatura	$^{\circ}C$
$\bar{T}$	Temperatura média	$^{\circ}C$
v	Velocidade	m/s
x	Humidade absoluta	kg_{ag}/kg_{as}
x^*	Comprimento do escoamento adimensional	-
$\bar{x}$	Humidade absoluta média	kg_{ag}/kg_{as}

Letras Gregas

	Descrição	Unidades
α	Coeficiente de convecção	$W/(m^2 * K)$
α_m	Coeficiente de convecção de massa	$kg/(m^2 * s)$
Δ	Variação	-
δ	Espessura	m
ε	Eficiência	-
η	Rendimento	-
λ	Condutibilidade térmica	-
ρ	Densidade	kg/m^3

Índices

	Descrição	Unidades
ah	Ar húmido	-
ag	Água	-
$alhe$	Alheta	-
amb	Ambiente	-
as	Ar seco	-
bh	Bolbo húmido	-
bs	Bolbo seco	-
CH	Canal húmido	-
CS	Canal seco	-
$conv$	Convecção	-
E	Entrada	-
$evap$	Evaporação	-
S	Saída	-

<i>ins</i>	Insuflação	-
<i>p</i>	Parede	-
<i>po</i>	Ponto de orvalho	-

1 Introdução

Hoje em dia, as questões do aquecimento global e da procura energética são assuntos incontornáveis. É um tema que nos abrange e afecta a todos. Os tempos de esbanjamento de energia, irracional aproveitamento e consumo dos recursos presentes no nosso planeta, já passaram. No entanto, os problemas gerados por esse período ainda "pouco" se fizeram sentir. A consciência ambiental começou a pesar, forçando o Homem a procurar, por todos os meios, minimizar os "estragos" feitos até agora.

Muitos esforços têm sido feitos no sentido de aperfeiçoar as tecnologias já existentes, melhorando nomeadamente a sua eficiência, como também na idealização e materialização de novas perspectivas. Mesmo assim, a nossa dependência dos combustíveis fósseis continua mais que evidente.

Analisando os dados que se encontram em [1], verifica-se que mais de metade da energia bruta consumida na Europa a 27 provém, ainda, de combustíveis fósseis (78.6%), assim como o consumo final de energia (69.8%). Olhando para a energia eléctrica consumida na Europa a 27 vemos que esta representa 21.1%, o que é um valor significativo, sendo 60% dela obtida também através de combustíveis fósseis. A nível mundial a situação é idêntica [2].

Os edificios de habitação e serviços representam uma grande fatia do consumo final de energia (37.1%), sendo o sector com maior peso. Este consumo pode dividir-se por vários sectores: iluminação; climatização; electrodomésticos e outros equipamentos.

Na iluminação, muita da energia usada é desperdiçada, visto que os equipamentos utilizados, como lâmpadas de filamentos, têm rendimentos muito baixos, sendo grande parte da energia libertada sob a forma de calor. No entanto, novas tecnologias surgiram, e as lâmpadas incandescentes têm vindo a ser gradualmente substituídas por lâmpadas fluorescentes e mais recentemente por *leds*, que têm um consumo extremamente baixo, comparado com os das incandescentes. O caso da iluminação tem sido muito estudado, sendo nos edificios mais recentes notória a preocupação de na sua concepção ser explorada a luz natural.

Quanto aos electrodomésticos, tem-se vindo a notar que com a classificação destes quanto ao seu consumo, as pessoas se preocupam em escolher os de consumo mais baixo, mesmo que isso implique um custo um pouco superior aquando da sua aquisição. Os fabricantes deste tipo de equipamentos, com o aperto das normas da União Europeia relativamente ao consumo de energia, têm sido também obrigados a desenvolver produtos de baixo consumo de modo a vingarem no mercado. Assim como noutros equipamentos, onde os televisores têm sido o espelho do abaixamento do consumo. Recentemente a venda de "Plasmas" foi proibida

na União Europeia, pois consumiam muita energia comparativamente com as outras tecnologias emergentes. Mais uma vez a tecnologia “*led*”, como na iluminação, aparece como sendo promissora.

Olhando para o sector da climatização, o assunto torna-se bem mais complicado. Os equipamentos aqui utilizados são muito energívoros comparados com os até aqui referidos, isto é, são equipamentos que têm que suportar grandes “cargas” e para tal gastam muita energia. Quando se fala em “cargas”, entenda-se cargas térmicas. Por definição, carga térmica “é a quantidade de energia (calor/frio) que tem de ser inserida ou retirada de um espaço para manter, no seu interior, as condições ambientais pretendidas”[3]. Estas cargas variam bastante com diversos factores, desde os materiais usados nos edifícios, o tipo de construção, a orientação tanto das fachadas como das aberturas para o exterior, o local onde se encontra o edifício, etc.

A climatização de espaços pode ser feita recorrendo a variadíssimos tipos de dispositivos. Visto que a maior parte dos equipamentos utilizados para a realização desta tarefa serão extremamente energívoros, abre-se assim uma porta para a procura de alternativas. É aqui que o arrefecedor evaporativo pode ser implementado, sendo usado para arrefecer o ar ou pré-arrefecer o ar que será fornecido ao espaço, de modo a suportar a carga térmica exigida.

Este tipo de dispositivo tem a particularidade de consumir pouca energia eléctrica comparativamente a outros dispositivos com o mesmo propósito, chegando a consumir apenas um quarto da energia necessária para um sistema mecânico de compressão de vapor para aplicações em ar condicionado [4]. Sendo ainda uma tecnologia pouco explorada e pouco utilizada, tudo indica que possa vir a ser uma ajuda, dentro das suas limitações, para o abaixamento dos consumos de energia.

1.1 Objectivos

Este trabalho tem como objectivo o estudo de um arrefecedor evaporativo indirecto, com capacidade potencial para atingir temperaturas perto da temperatura de ponto de orvalho do ar ambiente exterior.

Para tal, foi desenvolvido um modelo matemático, tendo como base o permutador de calor em estudo. Posteriormente foi testado para vários pontos de funcionamento, recorrendo a um *software* de simulação numérica (*Engeneering Equation Solver – EES*).

Como termo de comparação e validação de resultados, foram usados resultados experimentais obtidos durante o funcionamento da máquina em estudo.

Os resultados obtidos permitiriam então validar o modelo numérico do arrefecedor, inspirando confiança nos seus resultados. Seguiram-se estudos numéricos paramétricos para uma gama mais alargada de condições de funcionamento.

1.2 Organização da tese

Este trabalho está dividido em três secções principais.

Na primeira (capítulo 2) pode encontrar-se uma introdução teórica do conceito de arrefecedor evaporativo. São descritos também alguns aspectos técnicos da máquina em estudo.

Na segunda secção (capítulo 3) é descrito o modelo matemático proposto, assim como os seus fundamentos teóricos. A implementação do modelo no *software* também é abordada.

Na terceira e última secção (capítulo 4) é feita uma descrição das medições e métodos experimentais usados, abordados e discutidos os resultados, tanto da parte experimental como do modelo, sendo com este último efectuados estudos paramétricos.

Por fim (capítulo 5) são apresentadas as principais conclusões, assim como sugestões de trabalhos futuros.

2 Arrefecedor evaporativo

Os arrefecedores evaporativos são sistemas de arrefecimento de ar que se baseiam em princípios da termodinâmica muito simples, encontrando-se no mercado há perto de 7 anos. Este tipo de sistemas torna-se bastante interessante visto, como já referido, ter um baixo custo de utilização face às outras tecnologias que são utilizadas para o mesmo efeito.

Actualmente a tecnologia está pouco explorada, mas pensa-se não ser descabido afirmar que a médio/longo prazo o seu uso será mais frequente. Sendo uma tecnologia relativamente recente, o seu potencial de expansão e desenvolvimento parece ser promissor. O grande contra deste tipo de tecnologia é, como veremos mais à frente, os requisitos de aplicação, isto é, estamos perante uma tecnologia que só tem interesse implementar em ambientes quentes e secos [5, 6], sendo a sua performance bastante dependente das condições (temperatura e humidade absoluta) do ar a ser tratado.

A nível académico, já se encontram estudos nesta área datados de 1997 [7], que revelam algum do potencial da tecnologia, assim como estudos de aplicabilidade deste tipo de sistemas em vários tipos de condições ambiente [5, 6], incluindo no nosso território [18].

O princípio básico de funcionamento deste tipo de sistemas consiste em fazer uma troca de calor sensível por calor latente, isto é, acrescentar água ao fluxo de ar, de modo a baixar a sua temperatura de bolbo seco, como está representado no diagrama psicrométrico abaixo – Figura 1.

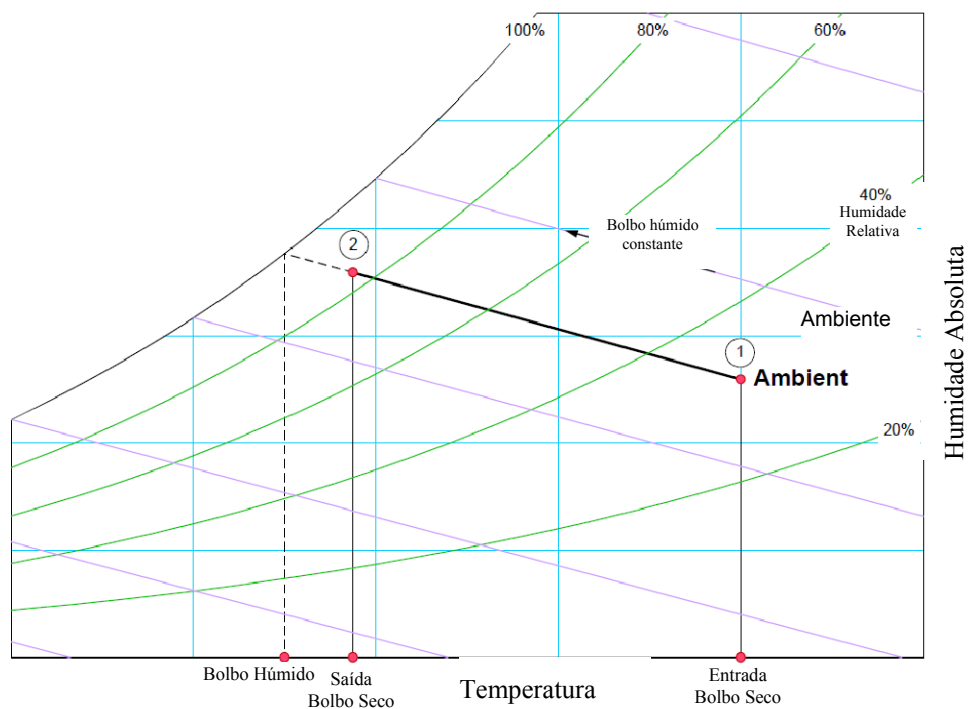


Figura 1 Esquema representativo da evolução do ar quando se lhe acrescenta água [6]

O processo de humificação do ar é simples e requer um gasto de energia pequeno comparado com o seu efeito no arrefecimento do ar. A energia dispendida será apenas a necessária para humedecer as paredes do canal onde o ar vai passar, de modo a haver contacto directo entre a água e o ar, e também a necessária para forçar o ar a passar por esses canais. Este processo é explicado em detalhe mais à frente.

2.1 Tipos de Arrefecedores

Actualmente existem no mercado vários tipos de soluções baseadas neste princípio, que podem dividir-se em dois grandes grupos: os arrefecedores evaporativos directos e os indirectos. A grande diferença entre eles é a humidade absoluta do ar extraído, sendo que no primeiro tipo existe um aumento relativamente ao ar exterior, e no segundo, a humidade absoluta do ar extraído é igual à humidade absoluta do ar exterior. Nos pontos seguintes explica-se o funcionamento dos tipos de arrefecedores referidos.

2.1.1 Directos

Nos arrefecedores evaporativos directos o ar exterior é forçado a passar por canais humedecidos. Nestes canais o ar troca calor com a água, perdendo calor sensível. No entanto, parte da água evapora-se e mistura-se com o ar (Figura 2), podendo dizer-se que a mistura ganha calor latente. Este processo desenvolve-se a uma temperatura de bolbo húmido (t_{bh}) constante. Na Figura 1 está representado num diagrama psicrométrico o processo referido.

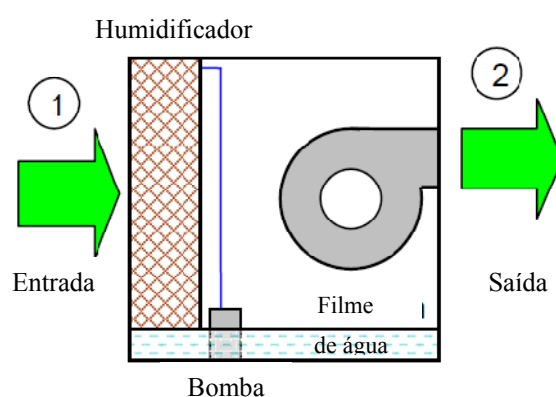


Figura 2 Esquema de um arrefecedor evaporativo directo [6]

Como podemos verificar na Figura 1, este tipo de equipamento terá maior interesse quando empregue em ambientes quentes e secos, visto que terá maior capacidade de arrefecimento quando o ar de entrada tem um teor de humidade baixo e uma temperatura de bolbo

seco alta. Neste caso, o ar fornecido pelo equipamento tem um teor de humidade absoluta superior ao teor de humidade do ar exterior.

2.1.2 Indirectos

Nos arrefecedores evaporativos indirectos o ar exterior é encaminhado para um permutador de calor que é constituído por canais secos e canais húmidos. Nos canais húmidos o processo é idêntico ao já referido anteriormente, o ar perde calor sensível e ganha calor latente, trocando o ar calor sensível por calor latente com o “filme” de água; no entanto também recebe calor sensível proveniente dos canais secos. O ar que circula nos canais secos cede calor para o que circula nos canais húmidos, diminuindo assim a sua temperatura sem ser necessário o aumento da humidade. Este tipo de equipamento fornece ao espaço a arrefecer o ar que provém dos canais secos, sendo o ar que circula nos canais húmidos libertado para o exterior.

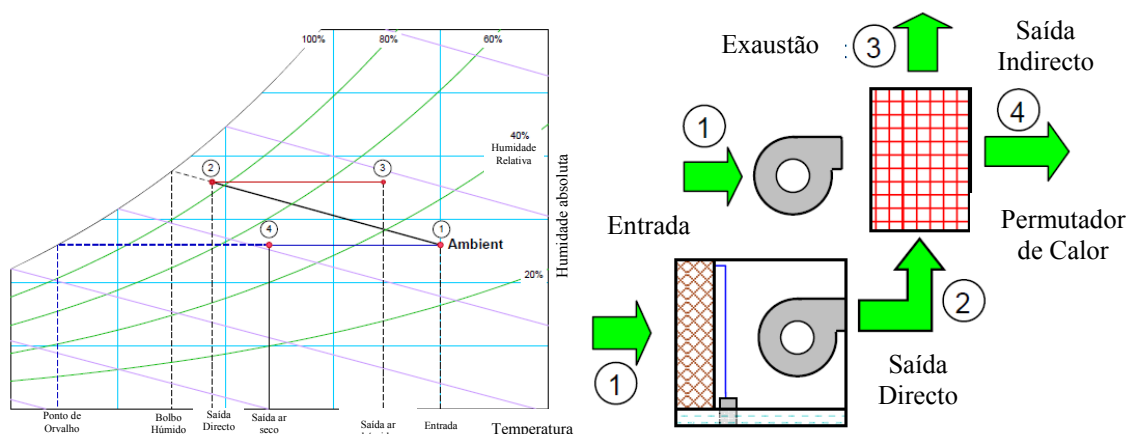


Figura 3 Arrefecedor evaporativo indirecto [6]

A Figura 3 representa uma concepção de arrefecedor um pouco diferente, sendo a ideia base idêntica à já explicada. Como podemos ver na Figura 3, o permutador não tem canais humedecidos, mas sim passagens distintas para ar previamente humedecido (1 – 2) e para ar a fornecer ao espaço (1 – 4). O permutador de calor funciona normalmente, arrefecendo o ar de 1 – 4 e aquecendo o ar de 2 – 3. Como se verifica no diagrama psicrométrico, o ar fornecido ao espaço, com as propriedades do ponto 4, tem uma humidade absoluta igual à do ar exterior, representada pelo ponto 1.

É de salientar que existem diferentes possibilidades para o tipo de permutador usado no processo, nomeadamente incluindo na mesma unidade as evoluções 1-2-3 e 1-4 represen-

tadas na Figura 3. Já foram realizados vários tipos de estudos com vista a testar diferentes tipos de configurações de permutadores. [7 e 9]

2.1.2.1 Arrefecedor Evaporativo indirecto de ponto de orvalho

Com o avançar dos estudos, foi possível verificar que com determinadas configurações dos permutadores, era possível alcançar temperaturas inferiores à temperatura de bolbo húmido do ar à entrada do permutador.

Assim sendo, surgiu a necessidade de criar uma nova nomenclatura para este tipo de tecnologia, passando assim a designar-se estes dispositivos por arrefecedores evaporativos (indirectos) de ponto de orvalho (“*dew point evaporative coolers*”), uma vez que, idealmente, permitiriam atingir a temperatura de ponto de orvalho.

Já várias configurações de permutadores foram estudadas, nomeadamente permutadores contra-corrente [4] e também de fluxos cruzados [9]. O princípio de funcionamento deste tipo de tecnologia é em tudo idêntico ao usado nos evaporadores indirectos normais; no entanto, o ar que passa nos canais húmidos é o mesmo que circula nos canais secos. Isto é, parte do caudal que circula nos canais secos passa depois pelos canais húmidos e é rejeitado para o exterior.

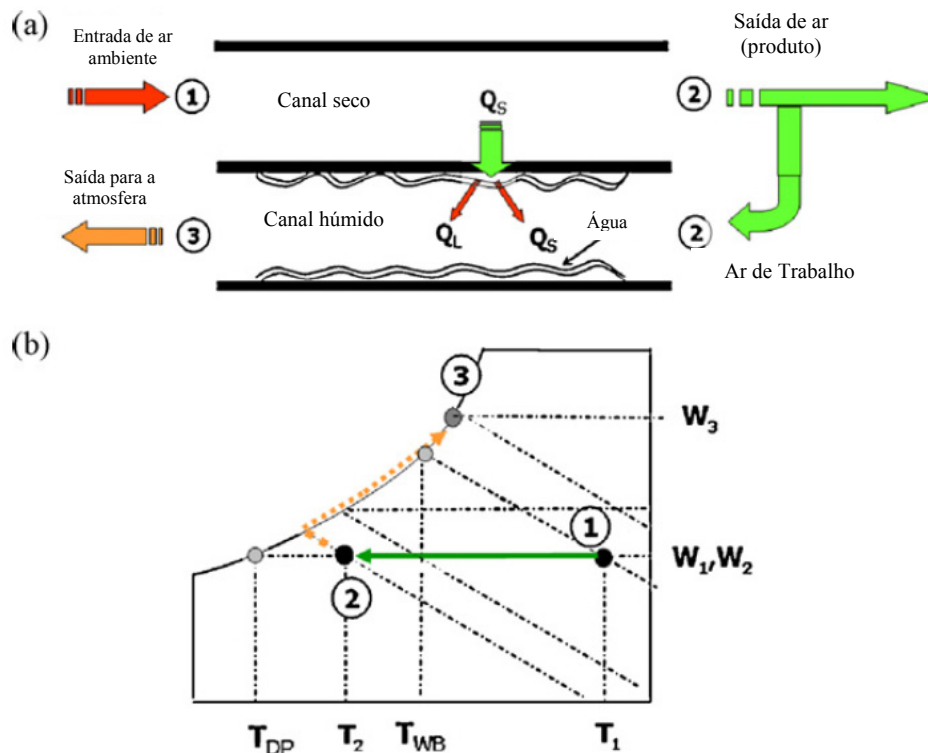


Figura 4 (a) Sistema de arrefecimento de ponto de orvalho de contra corrente e (b) respectivo diagrama psicrométrico [4]

Como se depreende da Figura 4, o ar de saída com as propriedades 2, tem uma temperatura inferior à temperatura de bolbo húmido do ponto de entrada 1.

Na Figura 5, é apresentada a configuração esquemática de um permutador de fluxos cruzados usado na prática [9].

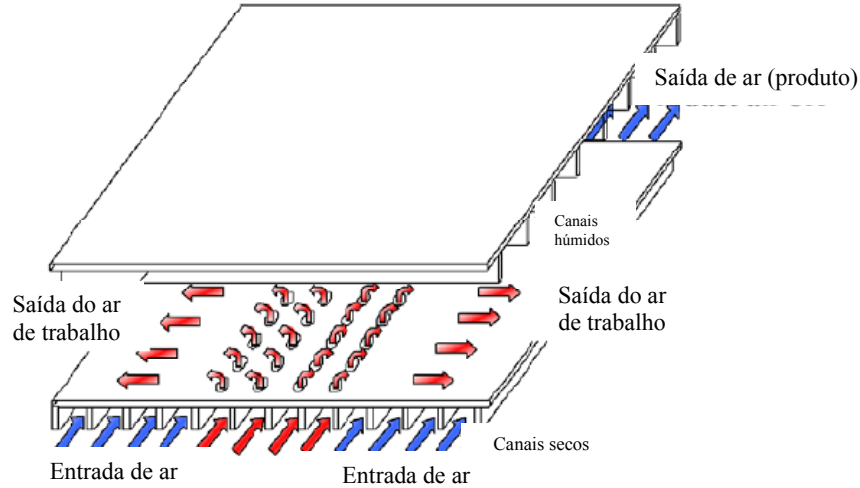


Figura 5 Configuração de um permutador de fluxos cruzados [9]

2.2 Métodos de avaliação

Como existem diferentes tecnologias, e diferentes filosofias de implementação do conceito, foi necessário encontrar um ponto de comparação.

Para comparar diferentes tipos de equipamentos podem usar-se duas eficiências diferentes. A eficiência de bolbo húmido (ε_{bh}) tem como objectivo comparar a temperatura de saída do ar com a respectiva temperatura de bolbo húmido (t_{bh}), usando como temperatura de referência, a do ar exterior:

$$\varepsilon_{bh} = \frac{t_{amb} - t_{ins}}{t_{amb} - t_{bh}}$$

A eficiência de ponto de orvalho (ε_{po}) é usada como termo comparativo entre a temperatura de saída do ar e a respectiva temperatura de ponto de orvalho (t_{po}), usando como temperatura de referência, a do ar exterior:

$$\varepsilon_{po} = \frac{t_{amb} - t_{ins}}{t_{amb} - t_{po}}$$

Esta segunda eficiência apareceu pelo facto de os arrefecedores evaporativos de ponto de orvalho conseguirem arrefecer o ar abaixo da temperatura de bolbo húmido, o que leva a uma ε_{bh} superior a 100%. Na literatura encontra-se o uso de ambas as eficiências para os diferentes tipos de aparelho. Para podermos comparar dois aparelhos diferentes temos que, no entanto, não só de usar o mesmo índice de eficiência, mas também as mesmas condições de temperatura e humidade do ar de entrada.

Um dos problemas deste tipo de dispositivos é a grande sensibilidade à variação dos parâmetros do ar exterior (humidade e temperatura). Quando este é quente e seco, é esperada uma eficiência superior do que quando o ar tem um teor de humidade superior. É por isso necessário um estudo prévio do tipo de ambiente onde a máquina será implementada, com vista a verificar que o conforto dos ocupantes do espaço a ser controlado se alcança. Este conforto está devidamente quantificado na literatura [10].

2.3 Factores que influenciam o funcionamento dos arrefecedores evaporativos indirectos

Os estudos que têm vindo a ser realizados [4, 9], apontam alguns aspectos que influenciam directamente o rendimento e a eficiência deste tipo de dispositivos. Embora alguns possam parecer influenciar em muito o desempenho desta tecnologia, acabou por se concluir que nem sempre assim acontece.

Como é referido em [9], a eficiência destes equipamentos depende directamente das dimensões da passagem do ar, da velocidade deste e do rácio entre o ar que circula nos canais secos e canais húmidos, e também depende, embora muito menos, da temperatura da água fornecida.

Assim sendo, será importante ter em atenção estes parâmetros, aquando do teste da máquina. É de salientar que, como concluído em [9], a temperatura da água fornecida à máquina não apresenta grande impacto na eficiência desta, podendo ser desprezada.

2.4 Vantagens e desvantagens

Este tipo de equipamento, como todos os outros, tem as suas vantagens e desvantagens. Como é normal, não existe uma tecnologia perfeita.

Como vantagens, podemos enumerar as seguintes:

- Baixo custo de operação – como já referido antes, tem um custo de operação até um quarto do custo de operação de um sistema para o mesmo propósito, para a mesma capacidade de arrefecimento [4];
- Versatilidade – este tipo de equipamento pode ser usado tanto como pré arrefecedor do ar, ou como elemento único de arrefecimento, podendo ser implementado directamente numa UTA (Unidade de Tratamento de Ar);
- Capacidade de arrefecimento – conseguem-se grandes capacidades de arrefecimento recorrendo apenas a água e um pouco de energia eléctrica, mesmo com temperaturas extremas.

No que concerne às desvantagens, salientam-se as seguintes:

- Sensibilidade – este tipo de equipamentos, têm grande sensibilidade às condições de entrada do ar, estando as propriedades do ar fornecido directamente dependentes das de entrada;
- Incapacidade de controlar as propriedades de saída – visto as propriedades de saída estarem dependentes das propriedades de entrada, somos incapazes de controlar as propriedades do ar de saída, a não ser que lhe adicionemos ar exterior de modo a controlar a temperatura. Assim sendo já estamos a falar de um sistema integrado;
- Água – é necessário verificar com periodicidade o nível da água, pois sem ela não se dá o arrefecimento. Para evitar a verificação quase constante, tem que se fornecer continuamente água, com o consumo e custos associados;
- Singularidade – este elemento pode, por si só, não conseguir assegurar a climatização de um espaço, tendo que ser integrado num sistema que permita controlo, devido à sua incapacidade de fixação de um *set-point*.

Em suma, este tipo de tecnologia apresenta como grande vantagem, relativamente às outras tecnologias de arrefecimento, o baixo custo de operação. No entanto, o facto de exigir a redundância de sistema de arrefecimento numa UTA provoca um aumento no custo inicial. Isto é, uma UTA normalmente recorre a um sistema de arrefecimento de ar que lhe permite responder a qualquer carga térmica até ao seu limite máximo; no entanto, aquando da implementação de um arrefecedor evaporativo esse dispositivo de arrefecimento vai ter que estar presente na mesma, pois o arrefecedor não apresenta potência de arrefecimento constante. Seria necessário um estudo detalhado para ver se de facto seria economicamente viável a implementação desta solução.

2.5 Descrição da máquina em estudo

Este trabalho tem como objectivo o estudo de um arrefecedor evaporativo indirecto, fabricado pela empresa Hangzhou ISAW Technology CO., na China, [anexo 4]. Do estudo fazem parte: modelação numérica e simulação computadorizada do comportamento do permutador; experimentação do equipamento e comparação de resultados.

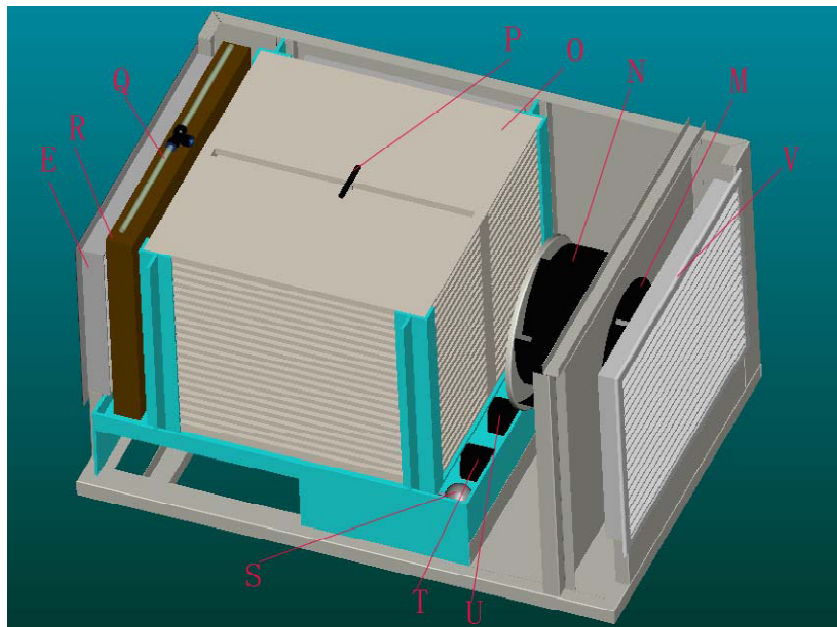


Figura 6 Esquema do arrefecedor fornecido pelo fabricante [anexo 4]

A máquina em estudo é um arrefecedor evaporativo indirecto, com possibilidade de atingir temperaturas inferiores às de bolbo húmido. É composta por um ventilador radial (N); 2 bombas de água (T e U); 2 permutadores de calor (O); 4 grelhas, sendo uma de insuflação (E), uma de admissão do ar exterior (V) e duas de dispensa do ar humidificado; um humidificador (R) – ver Figura 6 e Figura 7.



Figura 7 Foto do arrefecedor onde são mostradas as grelhas de exaustão de ar seco (esquerda) e de ar húmido (direita)

O fabricante apenas fornece dados de um ponto de funcionamento, com as seguintes características: t_{bh} 22°C, t_{bs} 35°C para o ar exterior, sendo a potência total de arrefecimento anunciada de 3000 W e o caudal de ar seco de 400 m³/h.

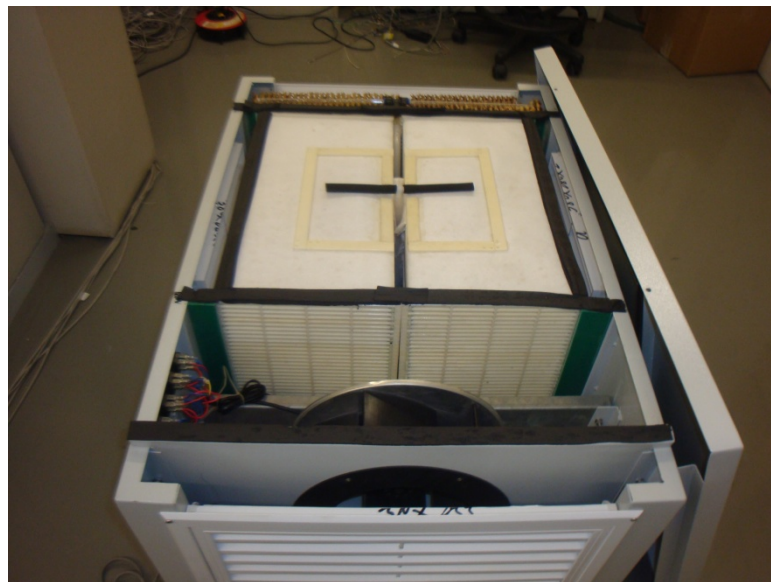


Figura 8 Fotografia do interior do arrefecedor

Na Figura 8 consegue-se ver o ventilador, os permutadores de canais e o sistema de humedecimento dos canais húmidos.

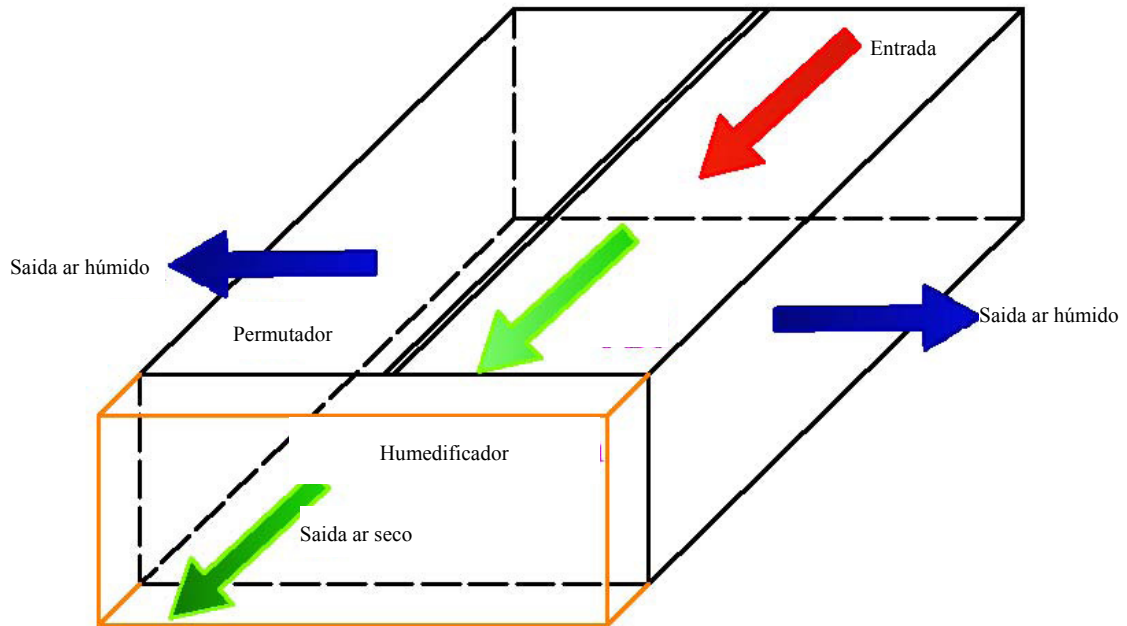


Figura 9 Percurso do ar no arrefecedor [anexo 4]

Olhando para os dados do ponto de funcionamento cedidos pelo fabricante deparamo-nos com uma situação anómala. Fazendo as contas para determinar a temperatura a que saíria o ar nos canais secos, obtém-se um valor inferior ao de ponto de orvalho. Ora vejamos:

para o ponto de funcionamento temos $t_{po} = 16,1 \text{ } ^\circ\text{C}$

fazendo a equação da potência de arrefecimento vem

$$\dot{Q} = \dot{V} \times \rho \times c_p \times (t_{bsE} - t_{asS})$$

assumindo um $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$ e um $c_p = 1,005 \text{ kJ/(kg * K)}$

resulta

$$3000 = \frac{400}{3600} \times 1,2 \times 1,005 \times (35 - t_{asS})$$

$$t_{asS} = 12,61$$

Como se vê, 3000W de potência de arrefecimento é um valor impossível, pois, não se consegue atingir temperaturas abaixo da temperatura de ponto de orvalho, sem se retirar humidade ao ar. Este facto sugere a necessidade de um estudo mais aprofundado do comportamento do arrefecedor.

3 Modelação numérica do arrefecedor evaporativo

Como já referido, o modelo incidirá sobre o permutador de canais, local onde se efectuam os processos termodinâmicos relevantes. Procede-se assim inicialmente a uma breve descrição física deste, e em seguida apresenta-se o modelo matemático que descreve todos os fenómenos físicos, e seus fundamentos. Este modelo será implementado no *software* de simulação *Engineering Equation Solver* (EES).



Figura 10 Aspecto do permutador

3.1 Descrição do permutador

O permutador (Figura 10) usado neste dispositivo é de fluxos cruzados com uma entrada de ar e duas saídas. A distribuição do ar é feita através dos canais secos, sendo distribuído para os canais húmidos através de pequenos orifícios circulares que se encontram na base dos canais secos. A alimentação de água é feita com recurso ao humedecimento de umas abas existentes num dos lados do permutador, estando essas abas em contacto com as paredes dos canais húmidos. Nas figuras seguintes (Figura 11 e Figura 12) consegue ver-se em pormenor as entradas dos canais secos e saídas dos canais húmidos. A Figura 12 evidencia também o sistema de humedecimento dos canais húmidos.

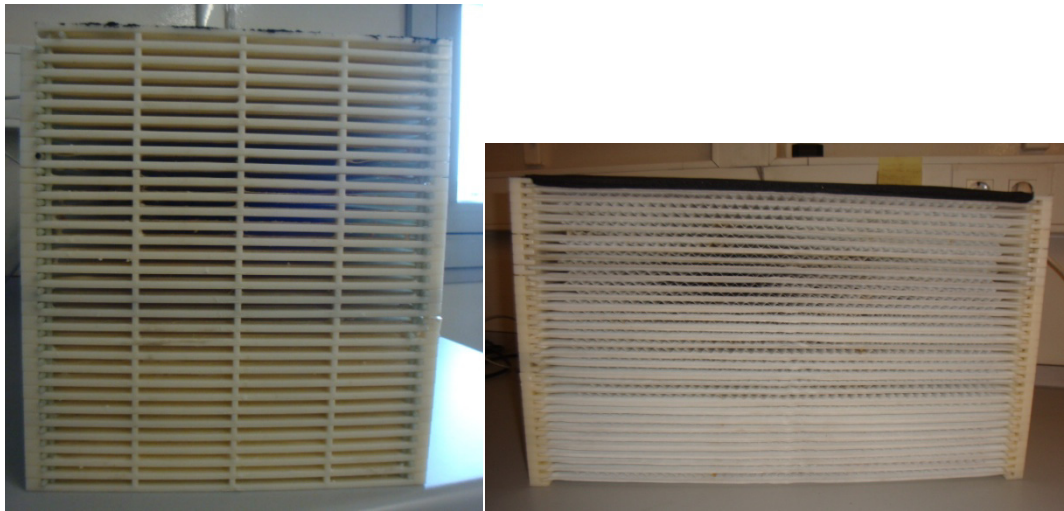


Figura 11 Entrada dos canais secos (esquerda) e saída dos canais húmidos (direita)

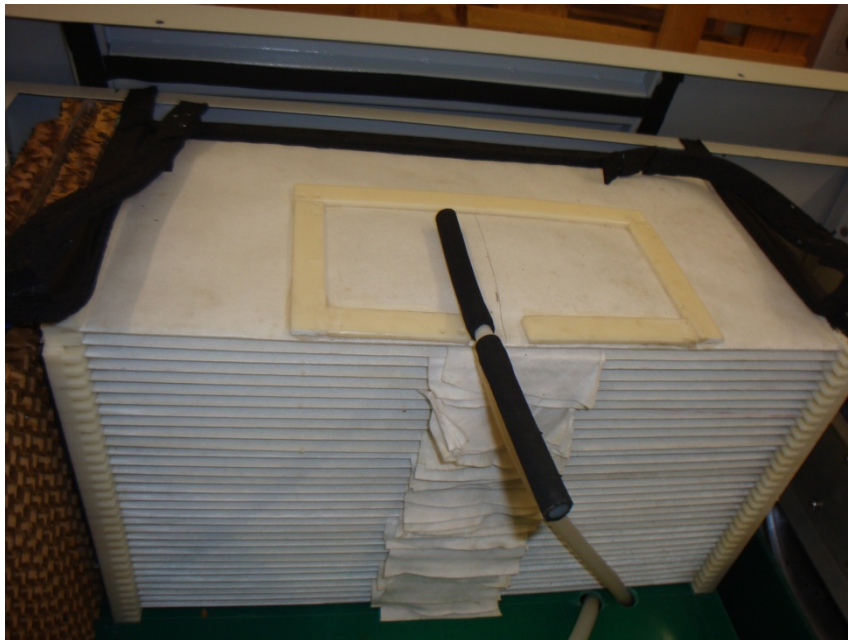


Figura 12 Sistema de humedecimento dos canais húmidos

Nos canais húmidos, com vista a melhorar a transferência de calor, aumentando a área de contacto, existem alhetas triangulares (Figura 13), com características semelhantes às dos permutadores compactos.

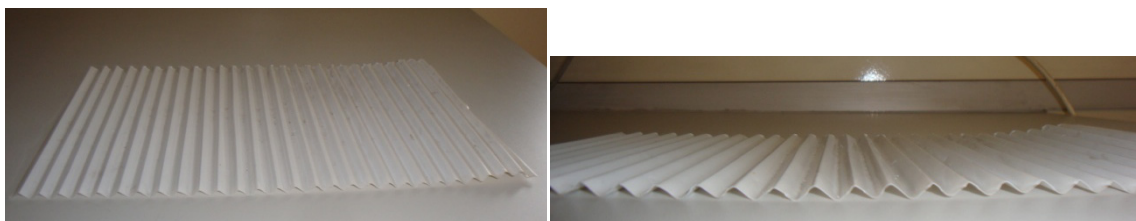


Figura 13 Alhetas triangulares presentes nos canais húmidos

Como é perceptível, neste tipo de permutador, não só encontramos fenómenos de transferência de calor, como fenómenos de transferência de massa. Podemos separar a análise em duas partes:

- Estudo das propriedades do fluido que circula nos canais secos;
- Estudo das propriedades do fluido que circula nos canais húmidos.

3.2 Hipóteses simplificativas

Antes de dar início à explicação da modelação, apresento algumas considerações que foram levadas em conta, de modo a simplificar sem, contudo, prejudicar a aproximação do modelo à realidade.

- A transferência de calor e de massa ocorrem apenas na direcção normal ao escoamento;
- Os coeficientes de transferência de calor são considerados constantes e são usados os seus valores médios;
- São desprezadas várias quantidades, como a variação da temperatura da água, os ganhos de bombagem e ventilação, assim como as trocas de calor com o exterior;
- Assume-se que as superfícies dos canais húmidos e das alhetas estão completamente molhadas;
- O funcionamento do modelo ocorre sempre em regime permanente.

3.3 Modelação dos canais secos

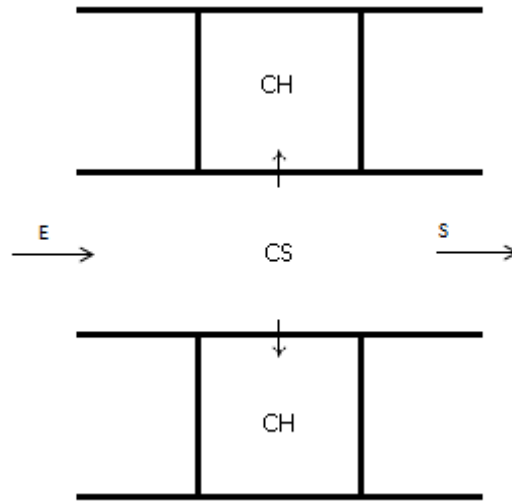


Figura 14 Esquema representativo da passagem do ar num canal seco (CS)

Nos canais secos circula o ar que será arrefecido para ser fornecido ao espaço a ser climatizado. É de ter em atenção que a humidade absoluta nestes canais se mantém constante, sendo apenas alterada a sua temperatura. A troca de calor é feita com os canais húmidos, como assinalam as setas verticais na Figura 14. Assim sendo, podemos escrever as seguintes equações referentes às diferentes propriedades do ar nesses canais:

$$\Delta\dot{Q}_{CS} = \dot{m}_{as} \times \overline{cp} \times (T_{asE} - T_{asS}) \quad (3.1)$$

$$\Delta\dot{Q}_{convCS} = \alpha_{as} \times 2\Delta A \times (\overline{T}_{as} - T_{pCS}) \quad (3.2)$$

$$\Delta\dot{Q}_{CS} = \Delta\dot{Q}_{convCS} \quad (3.3)$$

Na equação (3.1) está descrita a variação de energia existente no volume de controlo, igual à energia que entra menos a energia que sai. É esta quantidade de energia, sob a forma de calor, que é transmitida aos canais húmidos.

Sabendo que nos canais secos a única forma de transferir calor é por convecção, aparece assim a equação (3.2) que retrata isso mesmo. A transferência de calor por convecção é afectada pela área da secção definida (ΔA) – como é transferido calor para o canal superior e para o inferior vem $2\Delta A$ –, pela diferença entre a temperatura média do ar no canal e a temperatura da parede ($\overline{T}_{as} - T_{pCS}$), e por fim pelo coeficiente de transferência de calor por convecção (α).

A temperatura média do ar seco ($\overline{T}_{as}$) é obtida através da média aritmética entre o seu valor de entrada e saída. Embora fosse mais exacto usar uma média logarítmica, a utilização

de elementos de dimensões reduzidas não introduz um erro significativo, e acelera significativamente os cálculos.

3.3.1 Cálculo do Coeficiente de Convecção

O número de Nusselt depende directamente do coeficiente de convecção [12]:

$$Nu = \frac{\alpha \times D_h}{\lambda} \quad (3.4)$$

Como podemos ver, o número de Nusselt não só depende do coeficiente de convecção como também do diâmetro hidráulico da secção (D_h) e da condutibilidade térmica (λ).

Sabendo que a variação de temperaturas não será grande, podemos admitir que a condutibilidade é constante. Sendo assim, conseguimos calcular o coeficiente de convecção. Reorganizando a equação 3.4 obtemos

$$\alpha = \frac{D_h}{\lambda \times Nu} \quad (3.5)$$

Para concluir este cálculo é necessário o cálculo do número de Nusselt.

3.3.2 Cálculo do número de Nusselt

Após consultar a literatura, verifica-se que o cálculo deste número adimensional pode ser feito de várias maneiras, dependendo de o fluido em causa se encontrar num regime de escoamento laminar ou turbulento, [13].

Através de outro número adimensional, o número de Reynolds (Re), consegue-se determinar se um fluido está em regime laminar ($Re < 2500$) ou regime turbulento ($Re > 2500$).

$$Re = \frac{\rho \times v \times D_h}{\mu} \quad (3.6)$$

Depois dos cálculos, verifica-se que o fluido se encontra em regime laminar, com um Re inferior a 1000. Visto que se atinge o completo desenvolvimento do escoamento ao longo de todo o comprimento, o valor calculado será o valor médio do Nusselt das zonas desenvolvida e não desenvolvida. Shah e London propuseram as seguintes expressões [13]:

$$Nu_m^{(1)} = 0,641 \times (f Re)^{1/3} \times x^*-1/3 \quad (3.7)$$

$$Nu_m^{(2)} = 0,775 \times (f Re)^{1/3} \times x^*-1/3 \quad (3.8)$$

A equação 3.7 refere-se a uma situação em que a temperatura da parede é constante, e a equação 3.8 é referente a fluxo de calor constante. No caso em estudo temos um misto destas duas situações, inferindo assim a seguinte relação empírica:

$$Nu = \frac{(Nu_m^{(1)} + Nu_m^{(2)})}{2} \quad (3.9)$$

Para os valores de fRe foi consultada a tabela 22 da referência [13]. O termo x^* presente nas equações 3.7 e 3.8 é o comprimento do escoamento adimensional [13] abordado na mesma referência bibliográfica, sendo dependente do comprimento da conduta, diâmetro hidráulico, Re e Pr .

$$x^* = \frac{x/D_h}{Re \times Pr} \quad (3.10)$$

3.4 Modelação dos canais húmidos

Nos canais húmidos circula o ar que irá transportar o calor retirado do ar seco, para o exterior. Nestes canais não só existe troca de calor como também existe troca de massa, pois o ar recebe também vapor de água. Isto deve-se ao facto de as paredes dos canais se encontrarem humedecidas.

Quando existe um gradiente de concentração de uma dada substância, neste caso água, existe uma tendência natural para os dois meios caminharem para o equilíbrio. Como o ar que passa nos canais tem uma concentração de água inferior à do “filme” de água que se encontra nas paredes, dá-se naturalmente transferência de massa para o ar. Assim sendo, temos um aumento de humidade do ar.

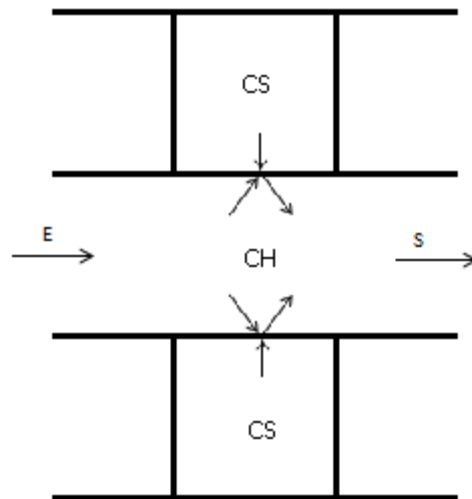


Figura 15 Esquema representativo da passagem do ar num canal húmido e transferência de calor e massa

Observando o esquema (Figura 15), vemos que o ar húmido cede calor ao filme de água sob a forma de calor sensível, e recebe calor do filme de água sob a forma de calor latente. O filme de água recebe o calor proveniente dos canais secos. Assim sendo, espera-se que o

ar saia com uma energia e humidade absoluta superior à de entrada e com uma temperatura superior à do filme de água. Assume-se que a temperatura do filme de água não sofre alterações significativas ao longo do permutador, e que a interface se encontra saturada de líquido com uma humidade relativa igual a 100%. Tal equivale a considerar que o sistema de distribuição de água se comporta idealmente, mantendo as superfícies dos canais húmidos totalmente molhadas.

As seguintes equações representam então os fenómenos que se desenrolam nos canais húmidos:

$$\Delta\dot{Q}_{conv_{CH}} = \alpha_{ah} \times 2\Delta A \times (\overline{T_{ah}} - T_{p_{CH}}) \quad (3.11)$$

$$\Delta\dot{Q}_{evap} = \alpha_m \times 2\Delta A \times q_{LV} \times (x_{p_{CH}} - \overline{x_{ah}}) \quad (3.12)$$

Somando as duas equações anteriores obtemos a troca total de energia sob a forma de calor no canal húmido, ficando assim com a seguinte expressão:

$$\Delta\dot{Q}_{CH} = \alpha_{ah} \times 2\Delta A \times (\overline{T_{ah}} - T_{p_S}) + \alpha_m \times 2\Delta A \times q_{LV} \times (x_{p_{CH}} - \overline{x_{ah}}) \quad (3.13)$$

Tal como no caso da temperatura média de ar seco, tanto a temperatura média do ar húmido ($\overline{T_{ah}}$) como a humidade média do ar húmido ($\overline{x_{ah}}$) são obtidas através da média aritmética entre o seu valor de entrada e saída.

Assume-se nesta altura que a humidade absoluta da parede do CH é igual à já referida, humidade do filme. Isto verifica-se, pois sendo o material da parede extremamente poroso, esta tende a estar em equilíbrio com a água que a impregna, tendo assim a temperatura do filme de água.

O coeficiente de convecção (α_{ah}) e o coeficiente de convecção de massa (α_m) têm também que ser calculados.

O processo de cálculo do primeiro é em tudo idêntico ao já utilizado no caso dos canais secos. Através da equação 3.5 consegue-se obter o parâmetro desejado. Após o cálculo do número de Re verifica-se que é inferior a 1000, o que implica que o fluido está em regime laminar. Assim sendo, o número de Nusselt também se calcula pela expressão 3.9.

Quanto ao cálculo do segundo coeficiente revela-se diferente, embora podendo fazer-se algumas analogias. Na referência [14] podem encontrar-se as semelhanças existentes entre a difusão de massa e a difusão de calor. Neste texto usam-se as expressões que dele resultam. Assim sendo, temos:

$$\alpha_m = \alpha \times \frac{D_{AB}}{\lambda} \times Le^n \quad (3.14)$$

Olhando para a equação (3.14) verificamos que existem parâmetros que nesta altura ainda não são conhecidos. Na mesma referência [14], podemos encontrar o coeficiente de difusão (D_{AB}) pretendido (entre água e o ar). Já o numero de Lewis tem que ser calculado recorrendo-se à equação (3.15) [12].

$$Le = \frac{\lambda}{\rho \times c_p \times D_{AB}} \quad (3.15)$$

No caso do factor “n”, expoente do número de Lewis, após pesquisa bibliográfica, verifica-se em várias fontes que o seu valor não varia muito em torno de 1/3.

Após pesquisa bibliográfica [16 e 17], verifica-se que a expressão 3.13 pode ser reescrita sob a forma de entalpias, facilitando assim os cálculos. Assim sendo:

$$\Delta Q_{CH} = \alpha_m \times 2\Delta A \times (h_{p_{CH}} - \overline{h_{ah}}) \quad (3.16)$$

Relacionando os canais secos e húmidos, sabemos que todo o calor retirado dos canais secos será libertado para o exterior pelos canais húmidos. Posto isto, é necessário fechar o círculo, igualando as equações (3.16) e (3.3), ficando assim com uma nova equação:

$$\Delta Q_{CH} = \Delta Q_{CS} \quad (3.17)$$

Existe ainda a questão do balanço mássico, que no caso dos canais secos não é relevante. No entanto, nos canais húmidos revela-se de uma importância extrema, pois o caudal mássico altera-se ao longo do canal. Além do ar que entra, constituído por ar seco e vapor de água, é acrescentada à mistura mais água. É necessário contabilizar a água que se evapora das paredes dos canais.

$$\dot{m}_{\text{evap}} = \dot{m}_{as_{CH}} \times (x_{ah_S} - x_{ah_E}) - \dot{m}_{CH_E} \quad (3.18)$$

Sendo então o caudal mássico de ar de saída:

$$\dot{m}_{CH_S} = \dot{m}_{CH_E} + \dot{m}_{\text{evap}} \quad (3.19)$$

3.4.1 Alhetas

Nestes canais existem alhetas que lhes conferem características de permutadores compactos. Isto reflecte-se na equação 3.16, contabilizando o rendimento das alhetas que pode ser calculado pela seguinte expressão [13]:

$$\eta_{alhe} = \frac{\tanh(m_i \times l_1)}{m_i \times l_1} \quad (3.20)$$

onde

$$m_i = \left[\frac{2\alpha_{ah}}{\lambda_{alhe} \times \delta_{alhe}} \left(1 + \frac{\delta_{alhe}}{L_{alhe}} \right) \right]^{1/2} \quad (3.21)$$

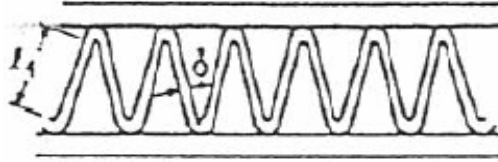


Figura 16 Esquema representativo das alhetas l_1 -medida da alheta δ - espessura da alheta

Assim sendo, a expressão 3.16 passa a:

$$\Delta \dot{Q}_{CH} = \alpha_m \times (h_{pCH} - \overline{h_{ah}}) \times (2\Delta A + \eta) \quad (3.22)$$

3.5 Implementação do modelo teórico no EES

O modelo apresentado neste capítulo, como referido no início, foi implementado no *software* EES. O objectivo desta implementação é encurtar o tempo dedicado aos cálculos, tornando assim o processo de avaliação bastante mais célere.

O programa foi escrito de modo a calcular as temperaturas de saída do ar, tanto húmido como seco, a potência de arrefecimento conseguida, ambas as eficiências, de bolbo húmido e ponto de orvalho, e o COP (“*coefficient of performance*”). Estes elementos permitem fazer uma análise comparativa com o comportamento real da máquina e obter resultados a partir do modelo.

Parâmetros de entrada

Existem, no entanto, vários parâmetros que têm de ser pré-definidos de modo a conseguir-se obter resultados. Estes parâmetros estão directamente ligados à parte física do permutador, propriedades do ar exterior e também caudais de ar utilizados. Segue-se uma lista com os parâmetros definidos no programa:

- Espessura das alhetas,
- Comprimento das alhetas,
- Condutibilidade térmica das alhetas,
- Altura e comprimento dos canais.

Ficam a faltar então as propriedades do ar exterior e os caudais de ar. Assim sendo, cabe ao utilizador do programa definir os seguintes parâmetros:

- Temperatura do ar exterior,
- Humidade relativa do ar exterior,
- Pressão do local onde está localizado o arrefecedor,
- Caudal de ar seco,
- Caudal de ar húmido.

Número de nós

Com vista a calcular todas as propriedades acima enumeradas, foi necessário subdividir, quer os canais húmidos, quer os canais secos, em elementos. A escolha do número de elementos foi feita de modo a não cortar as alhetas e também a não tornar o programa muito pesado.

Para não cortar as alhetas, na sua direcção, é necessário ter um número de nós igual ao número de alhetas (43). Com isto, testou-se no programa as combinações de 5x43; 10x43; 13x43. Com uma matriz de 14x43 o programa (EES) excedia o número máximo de variáveis.

Comparando os resultados provenientes das diferentes combinações, denota-se que existe uma diferença considerável (na ordem das décimas de grau) nos obtidos a partir de uma malha de 5x43 para as malhas 10x43 e 13x43. As duas últimas apresentam resultados muito semelhantes, com diferenças na ordem das centésimas de grau.

Assim sendo optou-se pela repartição de elementos exemplificada na Figura 17, perfazendo uma matriz de 10x43. É de referir que a aproximação feita nos capítulos 3.3 e 3.4 para o cálculo tanto das temperaturas médias como das humidades médias, torna-se plausível, introduzindo um erro praticamente insignificante.

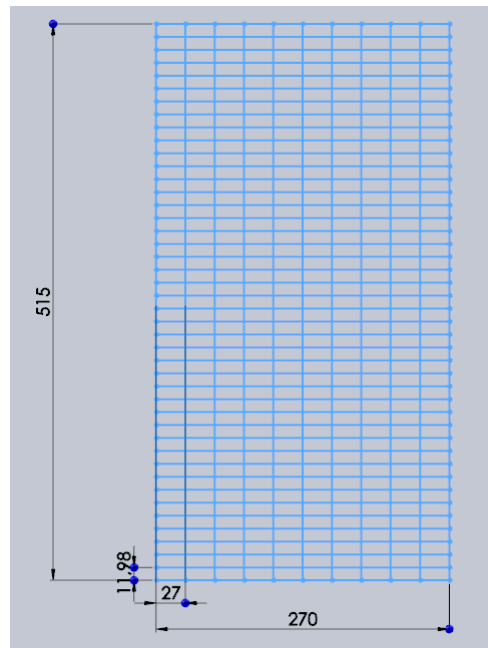


Figura 17 Exemplificação da matriz de elementos usada (medidas em [mm])

Com este tipo de abordagem os resultados são calculados para todos os elementos, utilizando os valores dos elementos adjacentes, fazendo o programa as iterações necessárias para obtenção de valores residuais marginais. O programa apresenta tempos de corrida não superiores a 3 segundos, efectuando ao todo 7091 equações.

De seguida apresenta-se alguns resultados exemplificativos, sob forma de gráfico, dos “outputs” do programa, referentes ao ponto de funcionamento nominal do fabricante (Figura 18 e Figura 19).

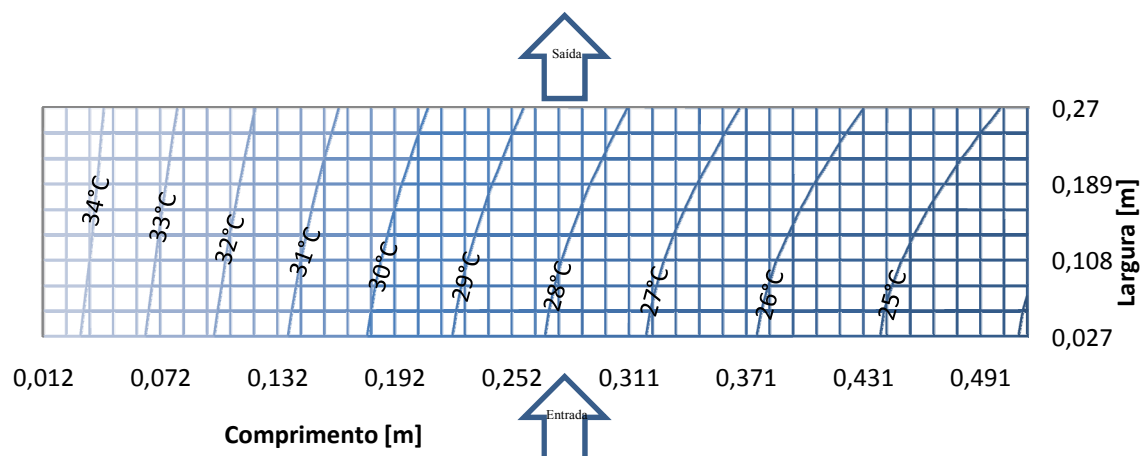


Figura 18 Evolução da temperatura nos canais húmidos (gráfico gerado pelo *software* de simulação para o ponto de funcionamento do fornecedor)

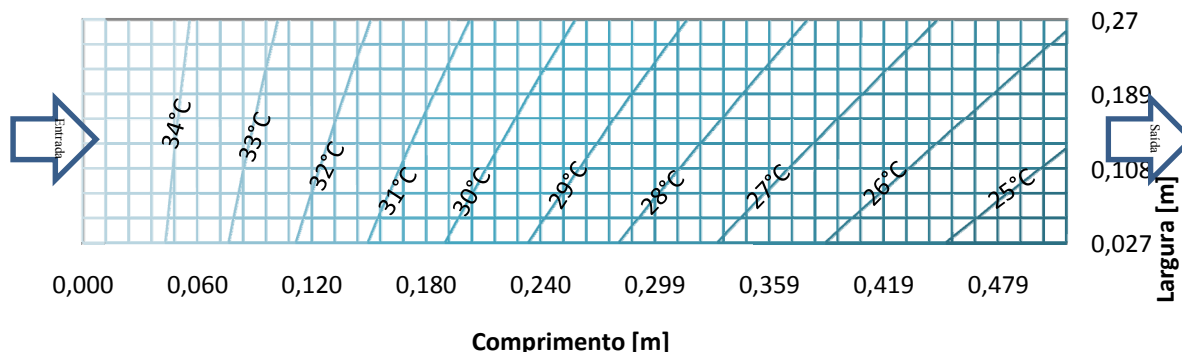


Figura 19 Evolução da temperatura nos canais húmidos (gráfico gerado pelo *software* de simulação para o ponto de funcionamento do fornecedor)

Quando o programa é corrido, um conjunto de resultados é apresentado num quadro síntese. Os *inputs* fornecidos pelo utilizador são apresentados com um fundo azul e os *outputs* apresentados com um fundo cinzento (ver Figura 20). Resultados mais detalhados são apresentados sob tabelas, que podem ser posteriormente tratadas e apresentadas como nas Figura 18 e Figura 19.

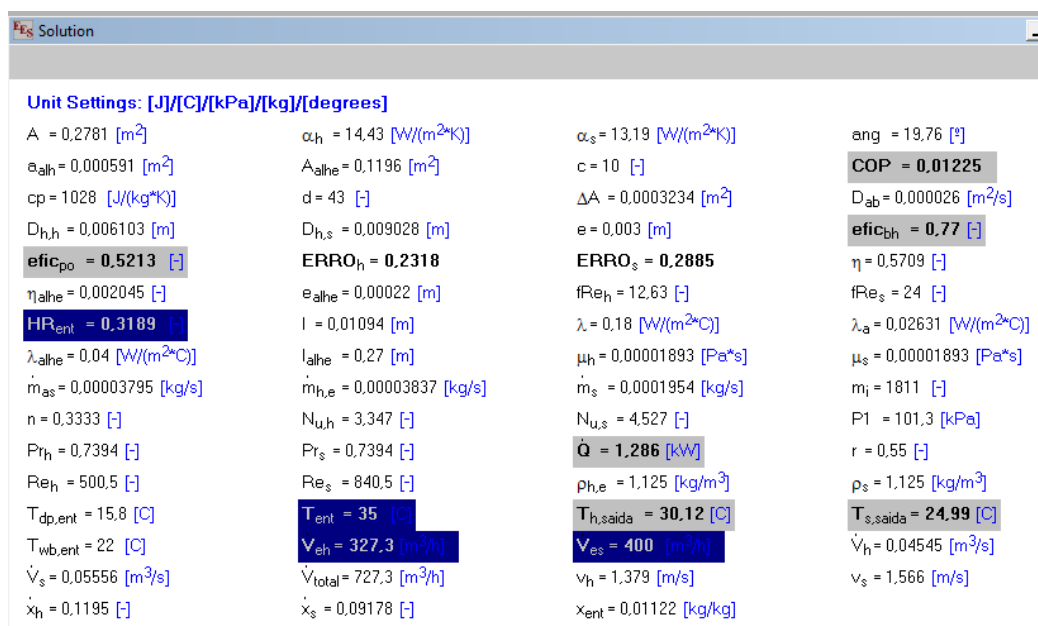


Figura 20 Exemplo do quadro de resultados indicado pelo programa

Observando a Figura 20, denota-se que a potência de arrefecimento calculada pelo modelo é de 1286W. Isto vem confirmar que os 3000W, anunciados pelo fabricante, estão muito longe de serem atingidos.

O algoritmo do programa pode ser consultado no anexo 2, assim como as equações no anexo 3.

4 Resultados e Discussão

Neste capítulo aborda-se a temática da experimentação do equipamento em estudo. Faz-se também uma comparação entre os resultados obtidos experimentalmente e os gerados a partir da computação, com o modelo sugerido.

No final do capítulo está presente um estudo paramétrico, de modo a prever o comportamento da máquina em diferentes condições de funcionamento.

4.1 Medições experimentais

Para poder validar o modelo proposto, foi necessário efectuar medidas experimentais. Inicialmente, procurou-se comparar o caudal efectivamente medido com o indicado pelo fabricante. Seguidamente testou-se o dispositivo no meio ambiente, medindo tanto a temperatura e humidade do ar de entrada, como a temperatura do ar fornecido pelos canais secos e pelos canais húmidos.

4.1.1 Determinação do caudal

Existem vários métodos para se determinar o caudal de uma conduta.

O uso dispositivos práticos, mas um pouco falíveis, como o balómetro, é frequente quando se pretende fazer uma verificação rápida, sem necessidade de grande precisão. No entanto, em meio laboratorial, é frequente o uso de métodos experimentais indirectos, que através da determinação da velocidade média e usando a área da secção, permitem determinar o caudal. Como instrumento de medida de velocidade podemos utilizar o tubo de *pitot* ou o anemómetro de filme quente.

Como o processo tinha que ser rápido e expedito, mantendo o nível de precisão elevado, foi escolhido para este trabalho o anemómetro de filme quente, mais adequado às dimensões das zonas medidas.

4.1.1.1 Anemómetro de filme quente

Um anemómetro de filme quente usa um filme de espessura muito reduzida (na ordem dos micrómetros) aquecido por efeito de Joule alguns graus acima da temperatura ambiente. A resistência eléctrica dos materiais é dependente da temperatura. O ar ambiente que circula em volta do filme arrefece-o de forma proporcionalmente directa á sua velocidade. Assim, é possível encontrar uma relação entre a resistência eléctrica do filme e a velocidade do ar que o envolve. Existem três tipos de circuito que se podem implementar num anemómetro de filme quente: corrente constante, voltagem constante e temperatura constante. A voltagem de saída

resultante da tentativa do circuito em manter uma destas variáveis constantes dá-nos, depois do seu processamento, o valor da velocidade do ar. Estes anemómetros são delicados mas apresentam uma óptima resposta à variação de frequência e têm uma elevada resolução espacial. São portanto passíveis de utilização também em regime turbulento.

Os dados fornecidos pelo fabricante indicam que o aparelho usado é considerado de baixo custo, robusto e com um intervalo de velocidades baixo. No entanto, as características apresentadas seguidamente, revelaram-se adequadas para o presente trabalho.

- Marca – TESTO
- Referência do fabricante (modelo) – 0635.1549
- Gama de velocidades – 0 a 10m/s
- Precisão – 0,03m/s

A sonda por si só não revela os resultados, sendo necessário conectá-la a um outro dispositivo com *display*. Neste caso foi usado o Testo 400 [11] que permite visualizar, em tempo real, os parâmetros medidos pela sonda.

4.1.1.2 Locais de medição [15]

Para a determinação do caudal, como já dito antes, pode usar-se a velocidade média do escoamento. Como é sabido, numa secção rectangular ou circular, o perfil de velocidades varia ao longo da secção.

Existem métodos trabalhosos para determinar o perfil de velocidades, nomeadamente métodos de integração ou métodos de centróides de áreas iguais. Utilizando estas técnicas conseguem-se resultados precisos; no entanto, são bastante morosos e passíveis de erro.

Sendo necessário para este trabalho apenas uma estimativa do caudal, um método expedito com uma margem de erro de 5% seria aceitável. Assim sendo, recorrendo à literatura, verificamos a existência de um método baseado no método log-linear, sugerido por Tchebycheff em que se incorre num erro entre 0,4 e 2,0%.

Este procedimento sugere a medição da velocidade em 7 pontos pré estabelecidos (Figura 21), sendo depois os valores introduzidos numa equação proposta (4.1).

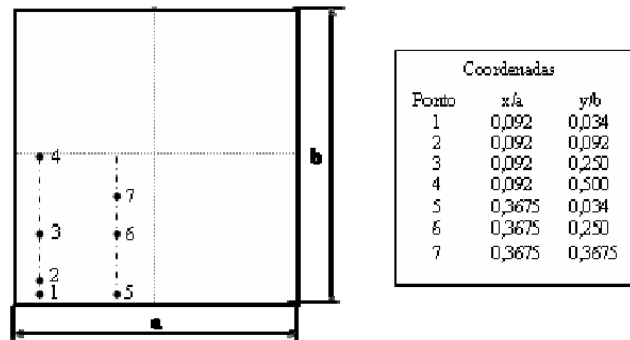


Figura 21 Locais genéricos de medição de velocidade numa secção rectangular para aplicação do método de Tchebycheff

$$\bar{v} = \frac{1}{24} [2(v_1 + v_2) + 5v_3 + 3(v_4 + v_5 + v_6) + 6v_7] \quad (4.1)$$

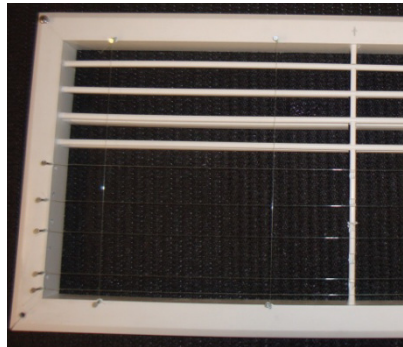
Conduta de ar seco			
Ponto	x	y	
1	0,046	0,007	
2	0,046	0,020	
3	0,046	0,054	
4	0,046	0,108	
5	0,184	0,007	
6	0,184	0,054	
7	0,184	0,079	

Figura 22 Posição dos pontos de medição na grelha ar seco

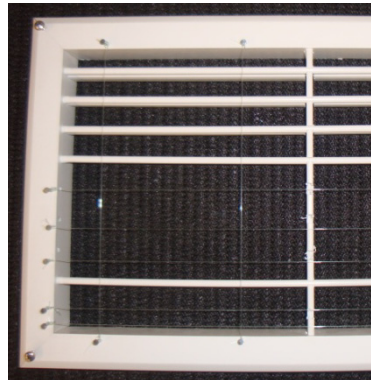
Conduta de ar húmido			
Ponto	x	y	
1	0,034	0,007	
2	0,034	0,019	
3	0,034	0,053	
4	0,034	0,105	
5	0,136	0,007	
6	0,136	0,053	
7	0,136	0,077	

Figura 23 Posição dos pontos de medição na grelha ar húmido

Nas figuras Figura 22 e Figura 23, é visível que alguns registos foram retirados às grelhas. Isto deve-se ao facto de estes perturbarem o escoamento, dificultando a utilização do anemómetro. Assim sendo, ao serem retirados, a medida da velocidade no ponto em questão será ligeiramente afectada relativamente à existência dos registos, prevendo-se que se possam medir valores um pouco superiores aos reais.

4.1.2 Determinação da temperatura e humidade

Foram utilizados dois métodos distintos. Para a determinação da temperatura e humidade exterior (condições de entrada no arrefecedor) foi usado um *data logger* da TESTO modelo 175-H1. Já no caso das temperaturas do ar de saída foram usados termopares. De seguida apresenta-se uma breve descrição, tanto do Testo, como dos termopares utilizados, assim como da montagem realizada.

4.1.2.1 TESTO 175-H1

Para a monitorização dos parâmetros do ar exterior, temperatura e humidade, recorreu-se a um *data logger* do modelo Testo 175-H1. Este dispositivo tem um sensor de temperatura NTC (*Negative Temperature Coefficient*) e um sensor capacitivo de humidade relativa.

Características do sensor de temperatura:

- Gama de temperaturas – -10 a $+50$ °C
- Precisão – ± 0.5 °C
- Resolução – 0.1 °C

Características do sensor capacitivo de humidade:

- Gama de funcionamento – 0 a $+100$ %Hr (apesar de ser anunciada uma capacidade de medir 100% Hr, tal é desaconselhado nas instruções, visto este tipo de aparelho não ser estanque)
- Precisão – ± 3 % Hr
- Resolução – 0.1 % Hr

Este aparelho tem ainda a capacidade de guardar os dados medidos, sendo depois fácil a sua transferência para o computador, recorrendo ao *hardware* e *software* que o acompanha. As medições são feitas com um intervalo de tempo mínimo de 10 segundos.

4.1.2.2 Termopares [8]

Os termopares são bastante utilizados na determinação de temperaturas, tanto devido à sua robustez como a sua versatilidade. Os factos de disponibilizarem directamente na sua saída um sinal eléctrico e terem gamas de utilização elevadas, também tornam este tipo de técnica bastante atractiva.

Termopar (Figura 24), ou par termoeléctrico, são dois condutores metálicos (A e B), que formam um circuito aberto, ligados por duas junções (J_1 e J_2).

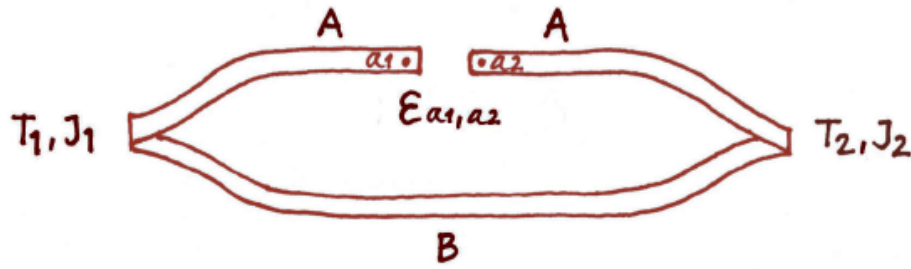


Figura 24 Esquema de um termopar

Expondo as duas juntas a temperaturas diferentes, é gerada uma força electromotriz (f.e.m.) ϵ . Esta f.e.m., como podemos ver, é de origem térmica, e depende dos materiais A e B, assim como das temperaturas T_1 e T_2 , a que as junções J_1 e J_2 estão expostas respectivamente. A este fenómeno chama-se por efeito de Seebeck. Conhecendo-se a temperatura de uma das junções e a f.e.m. gerada pelo termopar, consegue-se calcular a temperatura a que se encontra a outra junção. Assim sendo, conseguimos medir uma temperatura desconhecida.

Tabela 1 Diferentes tipos de termopares

Termopares	temperatura / °C	f.e.m. (ϵ) / mV
Cobre/Constantan (tipo T)	- 164 a 350	-5,602 a 17,816
Ferro/Constantan (tipo J)	0 a 749	0 a 42,283
Cromel/Constantan (tipo E)	- 164 a 885	-8,824 a 68,783
Cromel/Alumel (tipo K)	- 164 a 1250	-5,973 a 50,633
Platina 10% Ródio/Platina (tipo S)	0 a 1450	0 a 14,973
Platina 13% Ródio/Platina (tipo R)	0 a 1590	0 a 18,636
Nicrisil/Nisil (tipo N)	-270 a 1300	-4,345 a 47,502

Existem vários tipos de termopares – ver Tabela 1 –, que resultam simplesmente da utilização de diferentes tipos de materiais. Para cada tipo de termopar normalizado, existe uma tabela que relaciona a f.e.m. gerada entre a “junta fria”, junta do termopar que se encontra a 0°C, e a “junta quente”, junta do termopar que se encontra à temperatura que se quer medir. É de salientar, que mesmo produzindo um termopar segundo as normas, para medidas com maior exactidão convém proceder à sua calibração, procedimento que é abordado mais à frente.

O que varia de tipo para tipo de termopar são os materiais de que estes são feitos. Isto implica uma sensibilidade diferente, isto é, consoante o tipo de termopar que estamos a usar vamos ter uma resposta, f.e.m. gerada, maior ou menor ao estímulo, temperatura a que se encontra a “junta quente”. A sensibilidade de um termopar é usualmente definida pelo coeficiente de Seebeck, que é representado com as unidades $\mu\text{V}/^\circ\text{C}$.

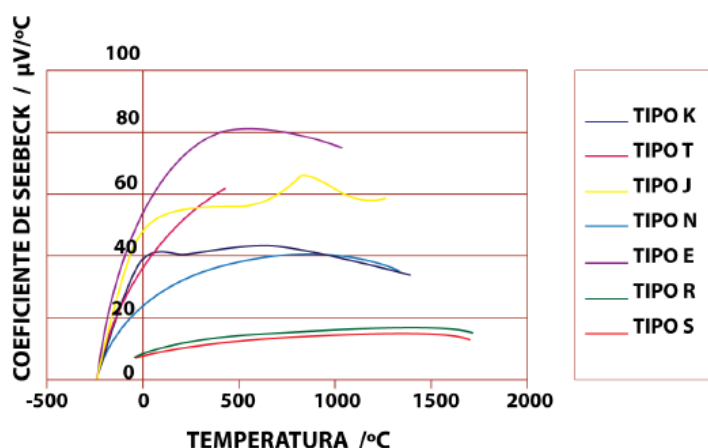


Figura 25 Sensibilidades para diferentes tipos de termopares

Na Figura 25 pode ver-se como a sensibilidade dos diferentes tipos de termopar varia com a temperatura da “fonte quente”.

Os termopares que estavam à disposição eram do tipo R e estava previsto trabalhar numa gama de temperatura entre os 15 e os 30°C. Como se observa na Tabela 1, o termopar tipo R abrange essa gama de temperaturas, podendo operar entre 0 e 1590°C. Ao todo foram usados 6 termopares, sendo 4 destinados a medir temperaturas à saída dos canais secos, e 2 destinados a medir temperaturas à saída dos canais húmidos.

Visto que a sensibilidade dos termopares tipo R não é linear, foi necessário calibrar todos os termopares.

Calibração dos Termopares

Tendo a “junta fria” mantida a 0°C, mediu-se a f.e.m. gerada nos terminais do termopar, mantendo a “junta quente” a uma temperatura controlada e constante. Isto consegue-se, introduzindo a “junta quente” num banho a temperatura constante. Esse banho foi controlado por um sistema da *Julabo Innovative Temperature Technology-F34*, enquanto que a “junta fria” foi introduzida num banho formado por gelo de água e água, simulando o ponto de fusão da água – 0°C.

A f.e.m. gerada foi medida por um sistema de aquisição de dados (HP 34970A), e comunicada, de 2 em 2 segundos, a um computador, sendo os dados armazenados sob forma de tabela.

Vendo a Tabela 1, pode admitir-se que num curto intervalo de temperaturas, como é o caso, a sensibilidade de um termopar tipo R é linear. Assim sendo, foram realizados testes com temperaturas de banho de 10, 15, 20, 25 e 30°C. Depois de serem obtidas as f.e.m.

médias registadas para cada temperatura de banho, foi realizado um gráfico f.e.m. – temperatura onde se consegue inferir uma recta que relaciona as duas variáveis.

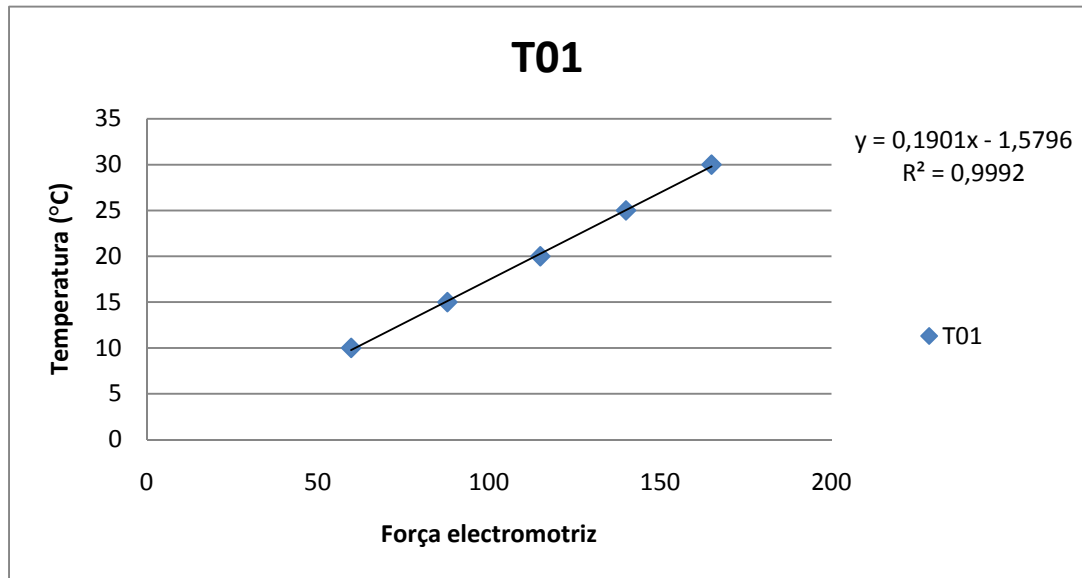


Figura 26 Exemplo de uma curva de calibração do termopar

Na Figura 26 temos um exemplo da curva de calibração do termopar T01. As restantes curvas de calibração, assim como as respectivas tabelas dos dados medidos, encontram-se no ficheiro Excel – “Calibração Termopares” que se encontra no CD-ROM que acompanha este trabalho.

Colocação dos termopares nas posições de medida

A escolha do local de colocação dos termopares foi feita tendo em conta dois factores.

Um dos factores é a velocidade do escoamento que se regista em cada ponto das grelhas. Como se vê no capítulo 4.1.1 (determinação do caudal) a velocidade do escoamento não é igual em todos os pontos, o que interfere directamente na medição da temperatura. Para evitar grandes discrepâncias, e introduzindo um pouco de bom senso, procurou-se colocá-los o mais próximo possível de pontos com velocidades próximas das velocidades médias.

O outro factor que se levou em conta foi o perfil de temperaturas ao longo da grelha. Depois de corrida a simulação numérica, consegue-se ter uma ideia da variação de temperaturas (Figura 18 e Figura 19). Assim sendo, mais uma vez usando o bom senso, procurou colocar-se os termopares onde as temperaturas medidas, ou a média delas, espelhassem um valor próximo do simulado (Figura 27 e Figura 28).

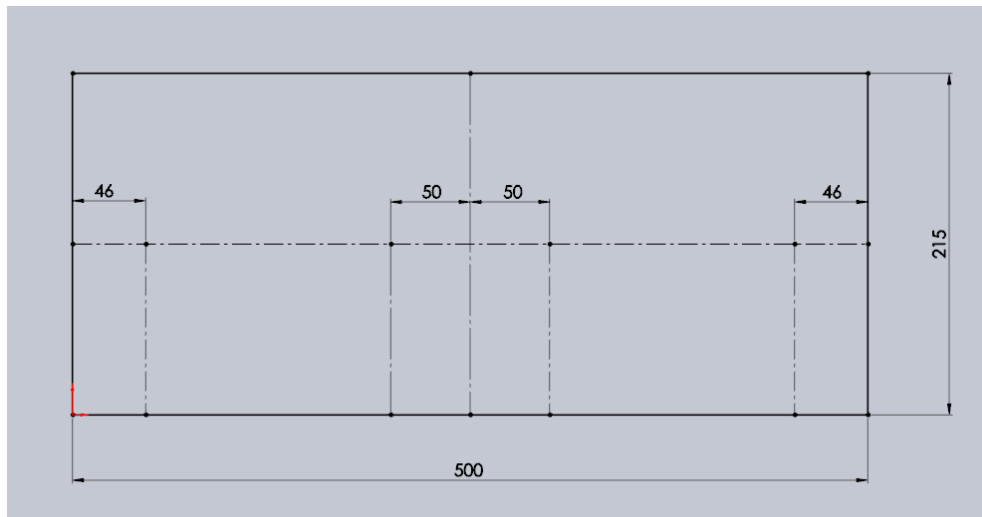


Figura 27 Esquema de colocação dos termopares na grelha de insuflação de ar (grelha de ar seco)
– as medidas encontram-se em [mm]

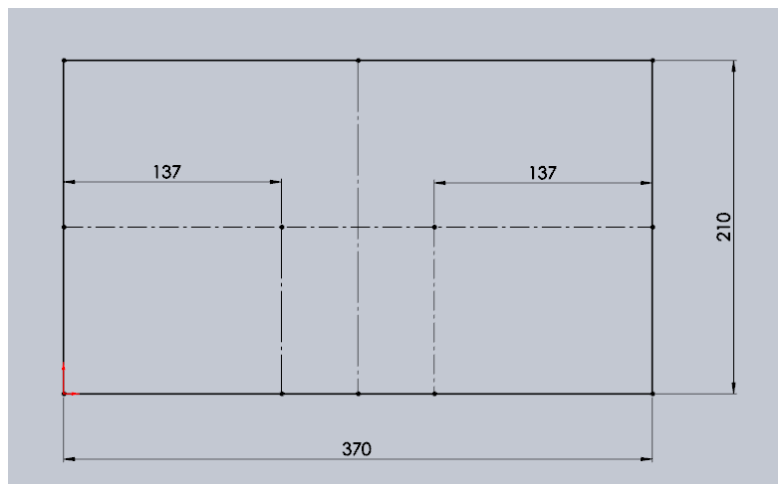


Figura 28 Esquema de colocação dos termopares na grelha de ar húmido – as medidas encontram-se em [mm]

É de salientar que o *software* de aquisição de dados registava as temperaturas de 2 em 2 segundos.

4.1.3 Resultados

Os resultados serão apresentados sob forma de tabelas sintetizadas ou gráficos. As tabelas completas encontram-se no CD-ROM que acompanha o trabalho e as mais pertinentes estão em anexo.

4.1.3.1 Caudal

Tabela 2 Comparação entre os dados disponibilizados pelo fabricante e os medidos

	Fabricante	Medidos	Diferença (%)
Ar seco extraído (m ³ /h)	400	414	3,37
Ar húmido extraído (m ³ /h)	330	403	18,18
Total (m ³ /h)	730	817	11,95

Na Tabela 2 estão apresentados os dados que acompanhavam a máquina e os dados medidos, assim como a diferença entre eles expressa em percentagem. No anexo 1 encontram-se as tabelas referentes às velocidades registadas em cada ponto medido.

No caudal de ar seco existe uma ligeira diferença (3,37 %), enquanto que a diferença registada em relação ao caudal de ar húmido a diferença é mais significativa (18,18 %). Estas disparidades podem dever-se, em parte, ao facto de terem sido retirados alguns registos, o que influencia o total da perda de carga no término dos canais, influenciando quer a distribuição do caudal, quer o caudal total, que apresenta uma diferença de 11,95% do anunciado.

Com isto, podemos concluir que existe uma repartição de caudal na ordem dos 51/49%, diferente do indicado pelo fabricante 55/45%, sendo o primeiro valor referente à percentagem de ar que é encaminhado para os canais secos (primário) e o segundo referente aos canais húmidos (ar secundário).

4.1.3.2 Temperaturas

Para obter um melhor estudo sobre o desempenho do arrefecedor, efectuaram-se várias medidas em condições de temperatura e humidade diversas. Assim sendo, após uma análise dos resultados registados, elaborou-se a Tabela 3 que sintetiza 4 pontos de funcionamento da máquina. A temperatura e humidade do ar a ser tratado não puderam ser controladas, visto que o dispositivo se encontra no exterior, sujeito às condições climatéricas existentes. Uma vez que o dispositivo não apresenta qualquer mecanismo de controlo de velocidade do ventilador, as medições foram feitas com o caudal de ar máximo possível, sendo que nas grelhas encontravam-se todos os registos.

Com vista a avaliar o possível efeito da retirada de alguns registos aquando a determinação do caudal, duas potências de arrefecimento são calculadas, sendo que uma é com base no caudal indicado pelo fabricante e a outra calculada com base no caudal determinado. Como

foi dito no início do capítulo, as tabelas encontram-se na íntegra no CD-ROM que acompanha o trabalho.

Tabela 3 Temperaturas e humidades medidas com a respectiva potência de arrefecimento; Potências calculadas com o caudal determinado(*) e fornecido pelo fabricante(**)

T_{ar}	Hr (%)	T_{seco}	$T_{húmido}$	$\dot{Q}^*(W)$	$\dot{Q}^{**}(W)$
24,9	37,6	22,1	21,5	334	382
30,1	34,6	25,5	25,9	648	627
37,0	40,3	32,2	36,4	680	659
39,2	35,9	33,3	38,4	824	798

Observando a Tabela 3 verifica-se que o arrefecedor evidencia um melhor comportamento para temperaturas de entrada de ar altas, como seria de esperar. O aumento da potência de arrefecimento é evidente com o aumento de temperatura, para humidades relativas semelhantes.

Olhando para as potências de arrefecimento calculadas, verifica-se que a diferença existente entre a utilização do caudal determinado e o caudal referenciado pelo fabricante é muito pequena. No entanto consegue-se observar que no primeiro ponto a potência calculada a partir do caudal determinado é inferior à calculada pelo caudal fornecido pelo fabricante. Nos restantes pontos acontece o contrário, a potência calculada a partir do caudal determinado revela-se superior à calculada pelo caudal do fornecedor.

Eficiências

Com a medição das temperaturas e humidade do ar conseguimos calcular as eficiências, tanto de bolbo húmido como de ponto de orvalho. Assim sendo, recorrendo às expressões referidas no capítulo 2.2 e aos dados apresentados na Tabela 3 determinam-se os seguintes valores:

Tabela 4 Eficiências conseguidas nos respectivos pontos de funcionamentos

T_{ar}	Hr (%)	T_{bh}	ε_{bh}	T_{po}	ε_{po}
24,9	37,6	16,6	0,339	11,5	0,210
30,1	34,6	19,1	0,419	13,0	0,270
37,0	40,3	25,4	0,418	21,3	0,309
39,2	35,9	26,0	0,445	21,3	0,328

Na Tabela 4 observa-se que em nenhum dos pontos estudados se atinge uma eficiência de bolbo húmido igual ou superior a 1. Isto revela que o caudal é elevado para as características do permutador. À semelhança com a potência de arrefecimento, é no último ponto onde as eficiências são mais elevadas.

É de salientar que durante as medições registou-se uma anomalia num dos permutadores. Na zona da saída do ar seco pôde observar-se gotas de água a sair de alguns canais. Estas gotas acumularam-se na base do permutador e humedeceram os últimos canais secos, e também humedeceram um pouco o componente R (Figura 6).

4.2 Comparação de resultados experimentais com modelo teórico

Nesta secção será feita inicialmente a apresentação dos resultados obtidos pelo modelo teórico para as condições das medições experimentais, como forma de aferição da qualidade do modelo.

4.2.1 Resultados obtidos a partir do modelo

Partindo das condições ambiente correspondentes aos pontos medidos e os caudais indicados pelo fabricante, correu-se a simulação no *software*, obtendo os resultados patentes na Tabela 5.

Mais uma vez, são apresentadas duas potências de arrefecimento, sendo uma calculada com recurso ao caudal determinado e a outra a partir do caudal indicado pelo fornecedor. A razão para tal é idêntica à referida no ponto 4.1.3.2.

Tabela 5 Resultados calculados a partir do modelo; Potências calculadas com o caudal determinado(*) e fornecido pelo fabricante()**

T_{ar}	Hr (%)	T_{seco}	$T_{húmido}$	$\dot{Q}^*$ (W)	$\dot{Q}^{**}$ (W)
24,9	37,6	18,1	21,8	959	929
30,1	34,6	21,7	26,1	1182	1145
37,0	40,3	28,1	32,6	1245	1206
39,2	35,9	29,0	31,1	1428	1383

Olhando para os dados exibidos pelo modelo, verifica-se, como esperado, que a temperatura do ar seco é inferior à temperatura do ar húmido. Observa-se também que a potência de arrefecimento aumenta com o aumento da temperatura do ar exterior.

Tabela 6 Eficiências calculadas a partir do modelo

T_{ar}	Hr (%)	T_{bh}	ε_{bh}	T_{po}	ε_{po}
24,9	37,6	16,6	0,824	11,5	0,511
30,1	34,6	19,1	0,764	13,0	0,492
37,0	40,3	25,4	0,765	21,3	0,565
39,2	35,9	26,0	0,771	21,3	0,569

Quanto às eficiências alcançadas (Tabela 6) recorrendo ao modelo, é facilmente visto que, com estas condições, não se consegue atingir uma eficiência de bolbo húmido igual ou superior a 1. Tal tem a ver com o valor do caudal usado, igual ao máximo, como se verá mais à frente. No entanto depreende-se que as eficiências não variam muito, sendo que a eficiência de bolbo húmido varia, idealmente, entre 0,83 e 0,77 e a de ponto de orvalho entre 0,50 e 0,57.

4.2.2 Resultados experimentais Vs Resultado do modelo

Neste ponto irão ser levadas em conta as Tabela 3 e Tabela 5. Serão então comparadas as temperaturas de saída do ar, quer seco quer húmido, assim como a energia retirada ao ar.

Tabela 7 Comparação entre resultados experimentais e resultados do modelo

T_{ar}	Hr (%)	Experimental			Modelo			Diferenças (%)		
		T_{seco}	$T_{húmido}$	$\dot{Q}^{**}(W)$	T_{seco}	$T_{húmido}$	$\dot{Q}^{**}(W)$	T_{seco}	$T_{húmido}$	$\dot{Q}$
24,9	37,6	22,1	21,5	382	18,1	21,8	929	22,3	1,3	59
30,1	34,6	25,5	25,9	627	21,7	26,1	1145	17,6	0,9	45
37,0	40,3	32,2	36,4	659	28,1	32,6	1206	14,3	11,8	45
39,2	35,9	33,3	38,4	798	29,0	34,1	1383	14,9	12,6	42

Na Tabela 7 é possível ver que existe uma discrepância entre os valores apresentados pelo modelo e os medidos experimentalmente.

Começando pela temperatura do ar seco, verificamos que a diferença mais alta (perto de 22%) se apresenta a uma temperatura perto dos 25°C, sendo um erro substancial. Nos restantes pontos observam-se erros entre 18 e 14%.

Quanto à temperatura do ar húmido, as diferenças apresentadas são todas inferiores a 13%, o que é aceitável, visto não ser um parâmetro com grande importância.

Olhando para as diferenças apresentadas na potência de arrefecimento verifica-se que existe a propagação das diferenças patentes nas temperaturas de ar seco, inerente ao processo de cálculo.

Como ultima avaliação, pode-se dizer que o modelo representa uma versão “ideal” do funcionamento do sistema em estudo. Aliado às simplificações feitas na realização do modelo, o facto relatado no ponto 4.1.3.2 – funcionamento anómalo de um dos permutadores –, pode justificar em parte as diferenças existentes entre a parte experimental e a parte numérica.

4.3 Estudo paramétrico

Com este estudo pretende-se prever o comportamento do arrefecedor perante um conjunto de situações, nomeadamente, variação de temperatura com humidade constante, variação de humidade com temperatura constante e variação de caudal com temperatura e humidade constante. Todos os testes vão ter por base o ponto de funcionamento dado pelo fornecedor, referido no capítulo 2.5 – t_{wb} 22°C e t_{db} 35°C (Hr 32,5%). Os caudais usados serão os que foram fornecidos pelo fabricante, sendo o de ar seco 400m³/h e o de ar húmido 330m³/h.

4.3.1 Temperatura constante

Neste ponto far-se-á o estudo do comportamento do modelo, mantendo a temperatura constante de 35°C e variando a humidade. Consideraram-se valores de humidade relativa entre 5% e 95%.

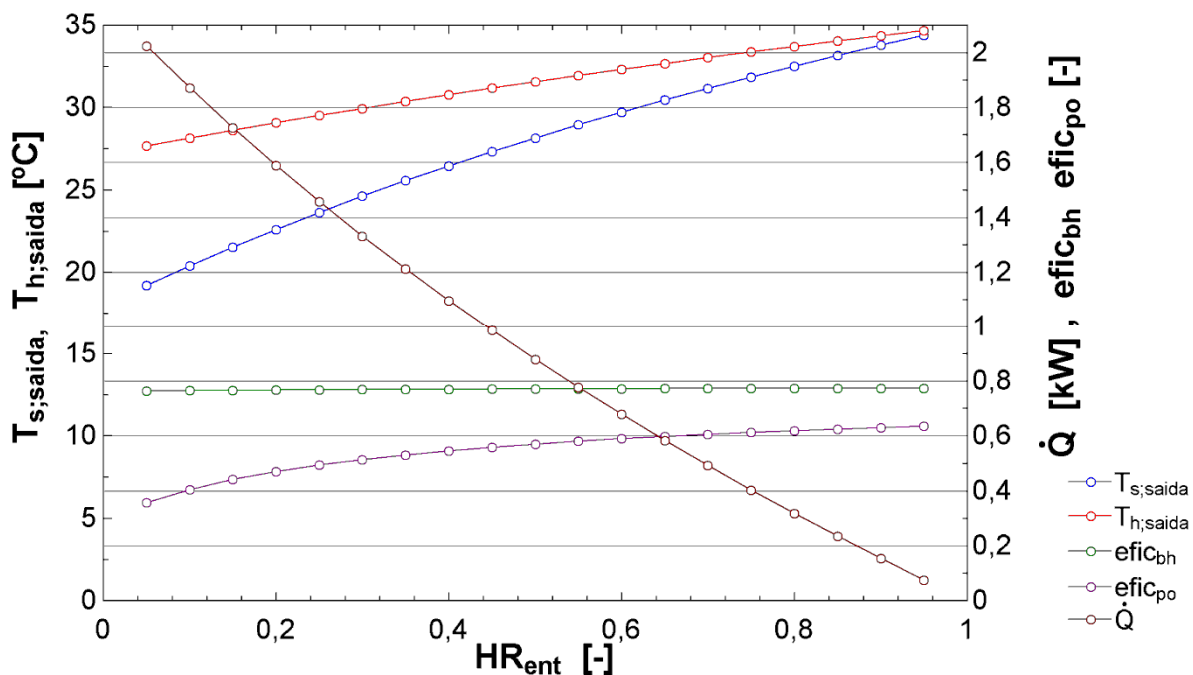


Figura 29 Evolução das temperaturas de saída do ar e eficiências com a variação da humidade, e temperatura de entrada constante (35°C)

Na Figura 29 é possível verificar que a temperatura de saída do ar seco é sempre inferior à do ar húmido. No entanto, com o aumento da humidade relativa, a diferença entre elas tende a diminuir. Olhando para as eficiências, é notório que a de bolbo húmido tem uma variação pequena, inferior a 5%, enquanto que a eficiência de ponto de orvalho tem uma variação de quase 20%.

Estes resultados revelam que se atingem eficiências maiores quando a humidade é mais elevada, embora se consiga maior potência de arrefecimento, ou diferença de temperatura entre a entrada e a saída, quando a humidade relativa é mais baixa.

4.3.2 Humidade constante

Mantendo a humidade relativa em 32,5%, condição do ponto de funcionamento do fornecedor, faz-se variar a temperatura de entrada do ar entre 20 e 35°C.

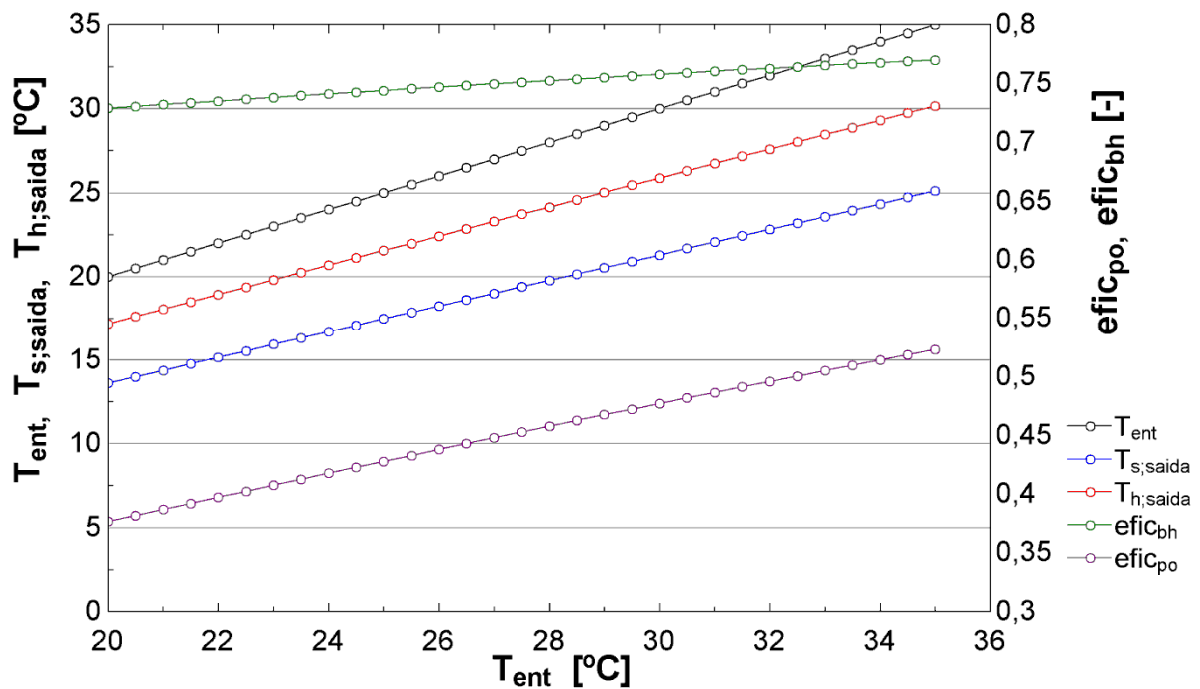


Figura 30 Evolução das temperaturas de saída do ar e eficiências com a variação da temperatura, e humidade de entrada constante (32,5%)

Na Figura 30 consegue-se ver que a diferença entre a temperatura de entrada do ar e a temperatura de saída aumenta com o aumento da primeira, o que implica um aumento na potência de arrefecimento. Este aumento é acompanhado também nas eficiências, quer de bolbo húmido, quer de ponto de orvalho.

4.3.3 Caudal crítico

Nesta secção analisa-se o efeito do caudal no comportamento do equipamento. Embora a máquina em estudo não tenha possibilidade de regular o caudal, tal é de fácil implementação no programa de computador. Na prática, poderia ser feito por regulação da velocidade do ventilador.

Para esta simulação utilizou-se uma repartição de caudais de 55/45, indicação disponibilizada pelo fornecedor.

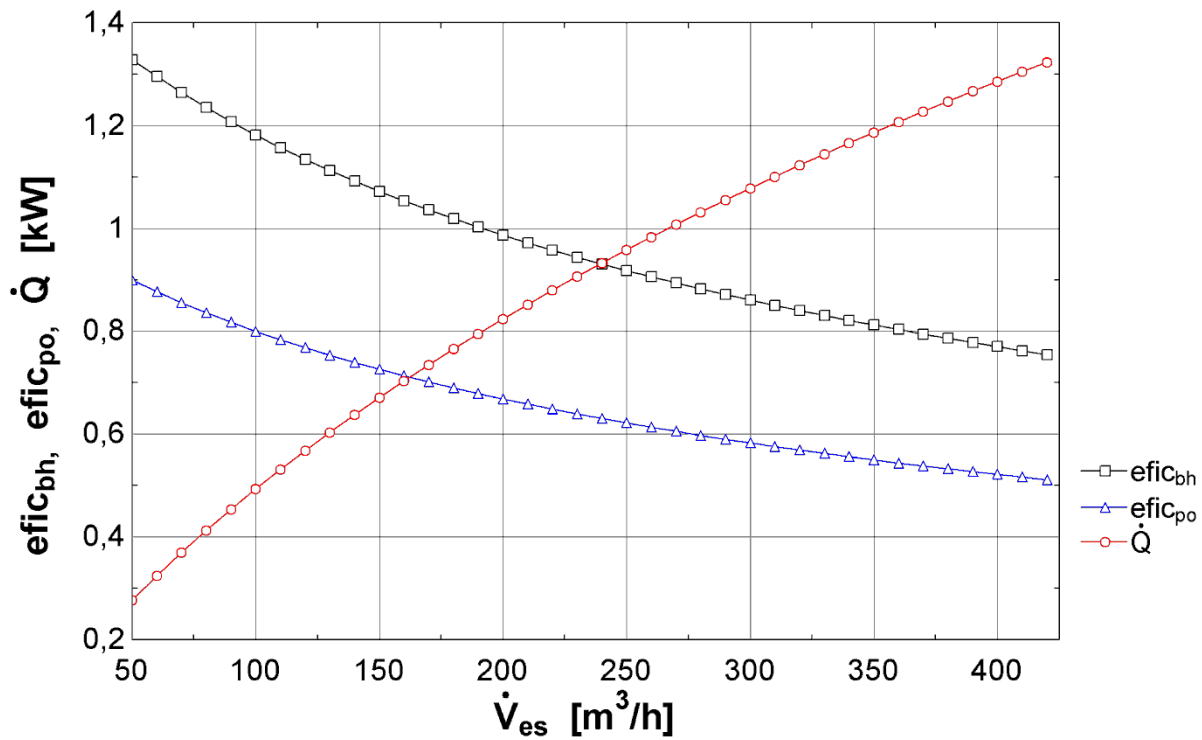


Figura 31 Variação das eficiências com a variação do caudal de ar para condições de funcionamento padrão do fabricante

Observando a Figura 31, consegue-se confirmar que com a diminuição do caudal ambas as eficiências aumentam mas a potência de arrefecimento diminui. Isto deve-se ao facto do cálculo da potência não só levar em conta a variação da temperatura reflectida na eficiência, mas também o caudal. Assim se depreende que o aumento de variação de temperatura conseguida, não supera o peso que tem a diminuição do caudal na fórmula de cálculo da potência de arrefecimento.

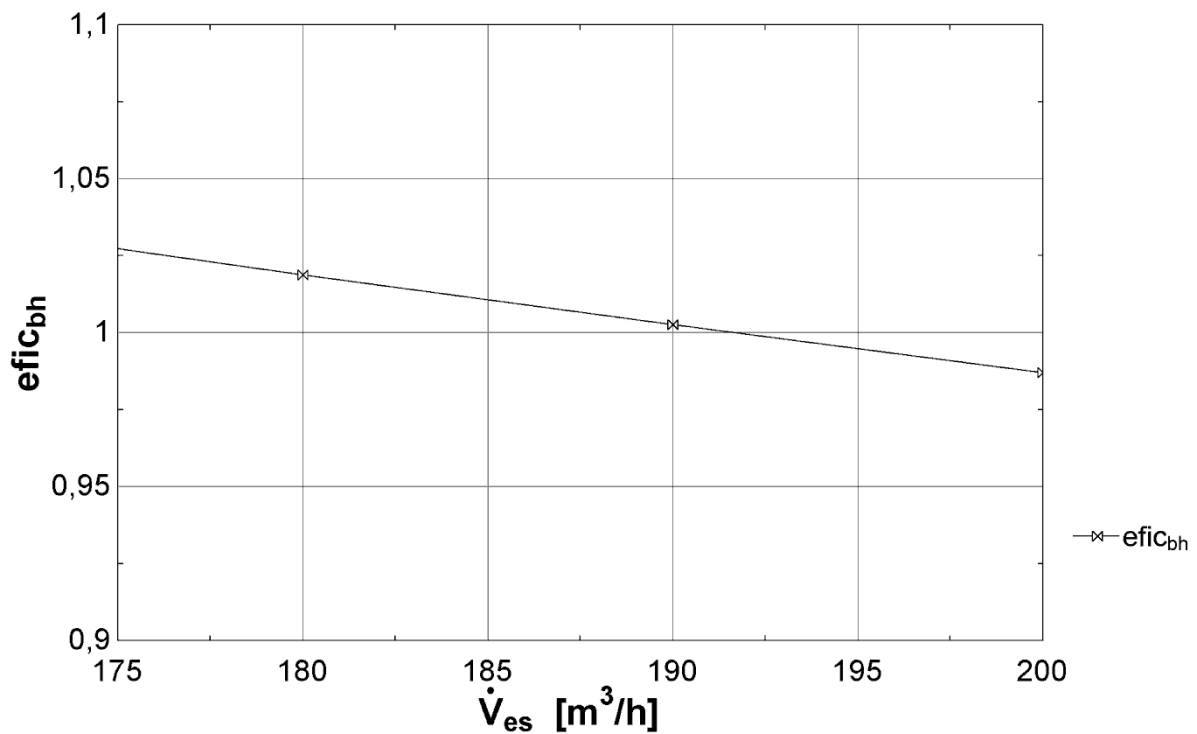


Figura 32 Caudal crítico para condições de funcionamento padrão do fabricante

A Figura 32 representa uma zona mais ampliada da Figura 32, para valores de ϵ_{bh} em torno de 1. Verifica-se que com caudais inferiores a 192,5 (m³/h), 48% do caudal máximo, a eficiência de bolbo húmido ultrapassa a unidade, o que quer dizer que este arrefecedor se comportará como um arrefecedor de ponto de orvalho apenas para valores de caudal abaixo deste caudal crítico, quando sujeito a este ponto de funcionamento.

Caudal crítico para outros pontos de funcionamento

Com vista a analisar a evolução do caudal crítico consoante os parâmetros de entrada, mais dois estudos paramétricos, com duas condições de ar de entrada distintas, foram realizados. Primeiramente apresentam-se os gráficos com os respectivos caudais críticos, seguidos de uma tabela síntese. As condições das simulações procuraram representar circunstâncias reais, sendo os valores utilizados próximos dos registados durante os ensaios.

Para estas simulações foram usadas as mesmas repartições de caudais de 55/45.

- $T_{ar}=25^{\circ}\text{C}$; $H_r=37\%$

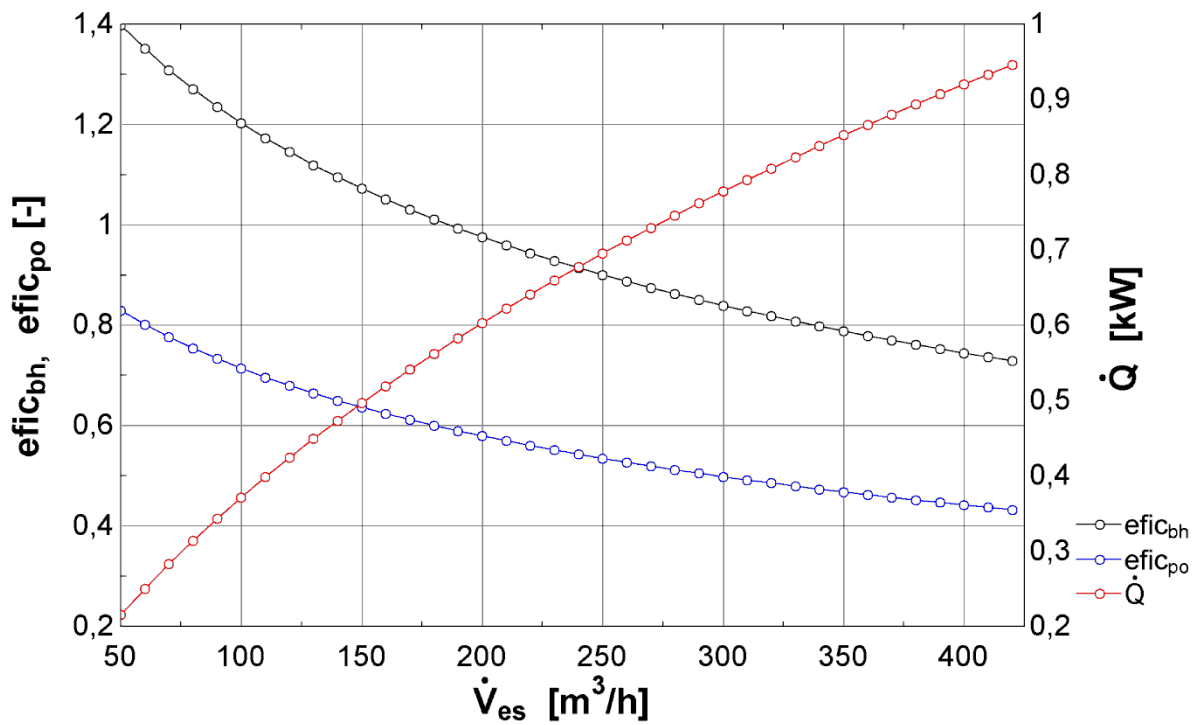


Figura 33 Variação das eficiências com a variação do caudal de ar de entrada a 25°C e com humidade relativa de 37%

A Figura 33 apresenta evoluções em tudo idênticas às registadas na Figura 31.

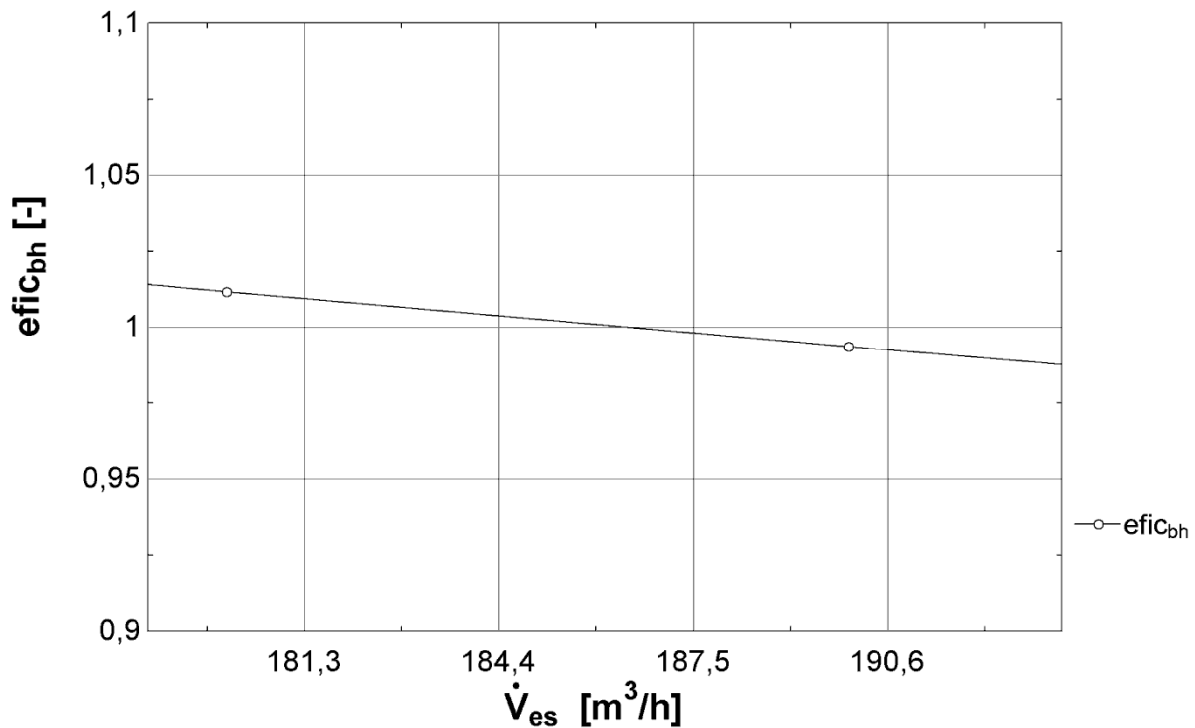


Figura 34 Caudal crítico para ar de entrada a 25°C com humidade relativa de 37%

Observando a Figura 34, depreende-se que para as condições de entrada do ar referidas ($T_{ar}=25^{\circ}\text{C}$; $Hr=37\%$), o sistema apresenta eficiência de bolbo húmido igual ou superior à unidade, com caudal de ar igual ou inferior a $187 \text{ (m}^3/\text{h)}$, 46,8% do caudal máximo.

- $T_{ar}=39^{\circ}\text{C}$; $Hr=36\%$

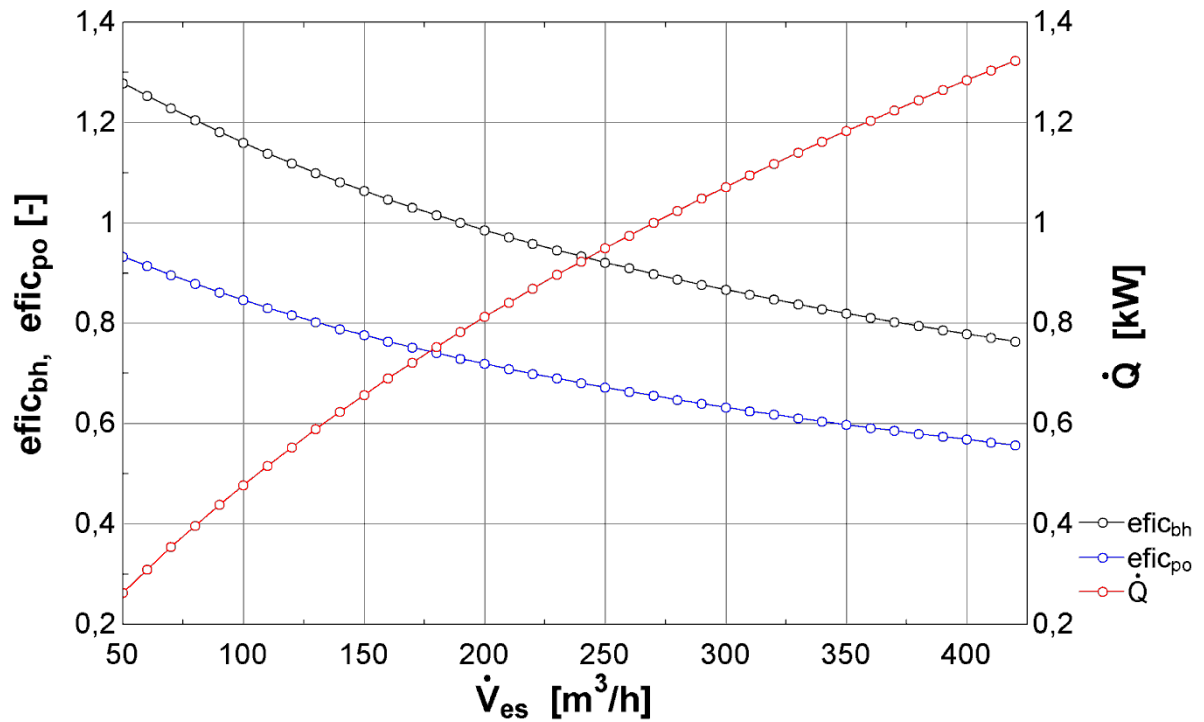


Figura 35 Variação das eficiências com a variação do caudal de ar de entrada a 39°C e com humidade relativa de 36%

Mais uma vez, a Figura 35 apresenta evoluções em tudo idênticas às registadas na Figura 31.

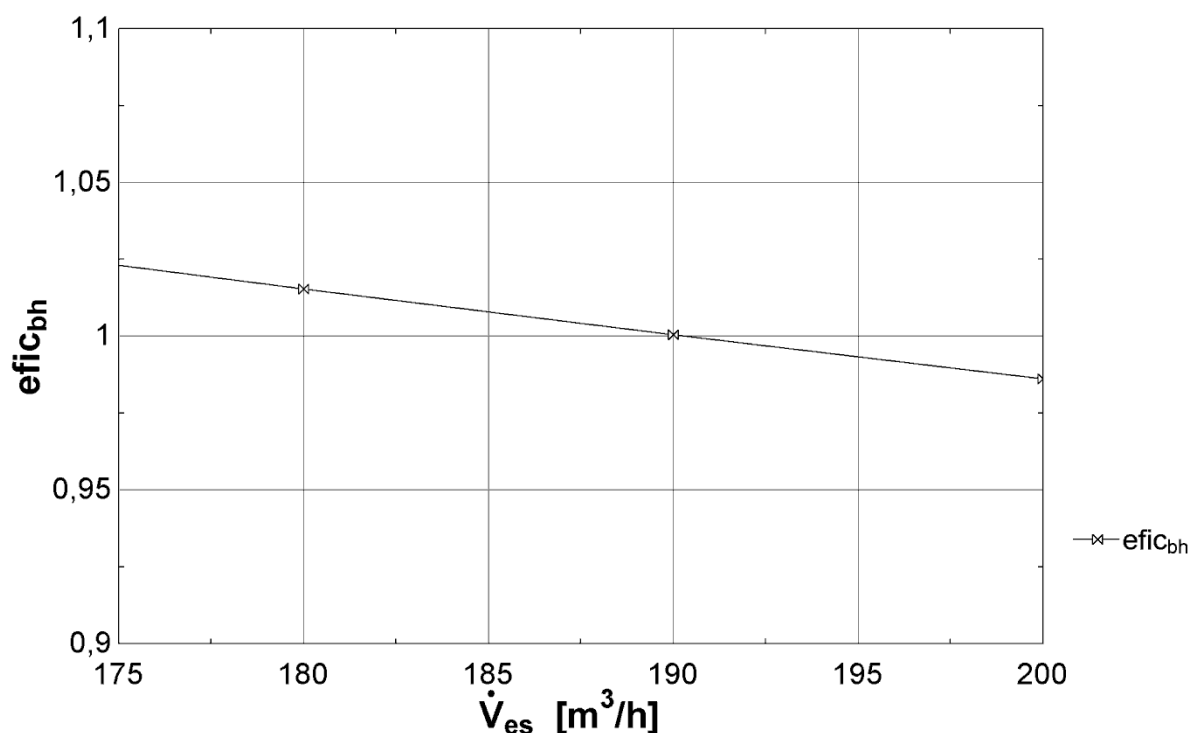


Figura 36 Caudal crítico para ar de entrada a 39°C com humidade relativa de 36%

Observando a Figura 36, depreende-se que para as condições de entrada do ar referidas ($T_{ar}=39^{\circ}\text{C}$; $Hr=36\%$), o sistema apresenta eficiência de bolbo húmido igual ou superior à unidade, com caudal de ar igual ou inferior a 190 (m^3/h), 47,5% do caudal máximo.

Tabela 8 Resumo dos caudais críticos

T_{ar}	Hr (%)	Caudal crítico (m^3/h)	Caudal máximo (%)
25	37	187	46,8
35	32,5	192,5	48
39	36	190	47,5

Analisando a Tabela 8 verifica-se que o caudal crítico pouco varia com as condições de entrada, tomando valores próximos dos 47,5% do caudal máximo.

4.4 Discussão

Verifica-se que o sistema em estudo apresenta eficiências de bolbo húmido entre 0,32 e 0,42; e eficiências de ponto de orvalho entre 0,20 e 0,32. Estes factos revelam que o caudal é elevado para se conseguirem eficiências de bolbo húmido iguais ou superiores a um, como seria espectável, sendo a ausência de um elemento de controlo de caudal crucial neste ponto.

As próprias potências de arrefecimento registadas ficam bem longe do anunciado pelo fabricante, que por sua vez se revelou impossível de alcançar.

Este mau desempenho do sistema pode ter como justificação os factos registados durante os ensaios e citados no ponto 4.1.3.2. Durante as medições verificou-se que na zona da saída do ar seco existiam gotas de água a sair de alguns canais. Estas gotas acumularam-se na base do permutador e humedeceram os últimos canais secos, e também humedeceram um pouco o componente R (Figura 6). Assim sendo, o bom funcionamento do permutador ficou comprometido.

Comparando o comportamento do dispositivo com o comportamento do modelo, denota-se que este último representa uma versão “ideal” do real, apresentando diferenças relativamente à temperatura do ar seco entre 15 a 20%. Isto deve-se ao facto do modelo não contar com perdas de calor, deficiências no humedecimento dos canais, entre outras perdas e factores de diminuição do rendimento do permutador.

No entanto, quando falamos da potência de arrefecimento, as diferenças são superiores. Isto deve-se ao facto de existir propagação da diferença registada na temperatura.

Olhando para o estudo paramétrico feito em torno do ponto de funcionamento sugerido pelo fabricante, é possível dizer que o arrefecedor, idealmente, consegue alcançar eficiências de bolbo húmido superiores a 1 quando o caudal de ar seco é 48% do máximo. Observou-se ainda que este não varia substancialmente com a variação das condições de entrada.

É interessante salientar que este estudo foi bastante limitado por falta de recursos. Começando pelo estudo paramétrico, seria interessante incluir no estudo uma análise mais exhaustiva da relação entre o caudal crítico e as condições de entrada do ar, de modo a ter uma percepção geral da variação. Tal não foi possível pois o programa assim não o permitiu. Quanto aos testes experimentais é de referir que a impossibilidade de controlar quer as condições de entrada do ar, quer os caudais, revelou ser uma limitação, reduzindo o leque de resultados passíveis de serem analisados e comparados.

É importante referir também que seria interessante alertar o fornecedor e pedir para que se procedesse à troca dos permutadores, de modo a poderem ser feitos novos testes. O manuseamento destes requer bastante cuidado, visto serem feitos de materiais bastante frágeis e susceptíveis a danos que, como se viu, comprometem, em muito, o seu normal desempenho.

5 Conclusões e sugestões para trabalhos futuros

Após os testes realizados, verifica-se que o dispositivo estudado apresenta eficiências de bolbo húmido, não superiores a 0,42 , e de ponto de orvalho, não melhores do que 0,32 , valores estes abaixo dos esperados (eficiencia de bolbo húmido igual ou superior a 1). Isto deve-se ao facto de o arrefecedor não incluir um regulador de caudal, funcionando sempre com o caudal máximo.

Quanto ao modelo proposto, denota-se que apresenta resultados um pouco disparelhos relativamente ao registado na realidade. Assim sendo, apresenta diferenças nas temperaturas de ar seco entre 15 a 20%. É de referir que durante as medições experimentais, os permutadores revelaram alguns problemas operacionais, o que pode justificar, em parte, esta diferença nos resultados.

Através de estudos paramétricos, foi possível concluir que com o ar de entrada a 35°C e temperatura de bolbo húmido de 22°C o arrefecedor consegue eficiências de bolbo húmido superiores a 1 quando o caudal igual e inferior a 48% do caudal máximo (400 m³/h), não variando substancialmente com as condições de entrada.

Com isto, conclui-se que para o arrefecedor em estudo ter comportamentos ditos de arrefecedor de ponto de orvalho, seria necessário implementar um sistema de variação de caudal que leva-se em conta as condições do ar de entrada e lhe permite atingir as eficiências desejadas.

Quanto a trabalhos futuros sobre este arrefecedor, sugere-se a reformulação da geometria dos permutadores de modo a conseguir obter-se uma solução realmente de alta eficiência para um caudal de funcionamento constante. Um estudo do mesmo permutador controlando as condições de entrada do ar e implementando um sistema de variação de caudal seria igualmente interessante. Um outro trabalho bastante aliciante seria um estudo de viabilidade económica da implementação deste tipo de sistemas em UTA's, de modo a verificar se o custo de operação seria suficientemente baixo para compensar o investimento inicial acrescido.

6 Referências e Bibliografia

- [1] – *EU Energy in figures 2010*: Directorate-General for Energy and Transport (DG TREN) - European Commission, Janeiro 2010
- [2] – *Key world energy statistics*: International energy agency, 2009
- [3] – L. Vitor, *Apontamentos da disciplina de Climatização*, FEUP, 2010
- [4] – B. Riangvilaikul, S. Kumar, “*An experimental study of a novel dew point evaporative cooling system*”, Energy and Buildings, 2009
- [5] – X. Zhao, Shuang Yang, Zhiyin Duan, Saffa B. Riffat, “*Feasibility study of a novel dew point air conditioning system for China building application*”, Building and Environment, 2009
- [6] – *Laboratory Evaluation of the Coolerado Cooler™ Indirect Evaporative Cooling Unit*: Pacific Gas and Electric Company - PY2005 Emerging Technologies Program, 2006
- [7] – N. J. Stoitchkov, G. I. Dimitrov, “*Effectiveness of a crossflow plate heat exchanger for indirect cooling*”, Elsevier Science, Vol21, pp. 463-471, 1998
- [8] – M. T. Restivo, F. G. Almeida, et all, *Laboratórios de instrumentação para medição*, Editora UP, Série Electrónica, 3, 1ª Edição, Porto, Fevereiro 2003
- [9] – X. Zhao, J. M. Li, S. B. Riffat, “*Numerical study of a novel counter-flow heat and mass exchanger for dew point evaporative cooling*”, Applied Thermal Engineering, 2007.
- [10] – “ASHRAE Fundamentals SI 2009”, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2009
- [11] – “[http://www.testo.pt/online/abaxx?\\$part=PORTAL.PRT.SectorDesk&\\$event=show-from-menu&categoryid=64085793](http://www.testo.pt/online/abaxx?$part=PORTAL.PRT.SectorDesk&$event=show-from-menu&categoryid=64085793)”, Características do TESTO 400
- [12] – D. d. W. F. Incropera, *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*, LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora, S.A., 2003.
- [13] – A. Oliveira, *Permutadores de Calor*, FEUP Edições, 1994
- [14] – A. Oliveira, *Apontamentos da disciplina de Transferência de Calor*, FEUP, 1986
- [15] – A. Santos, *Apontamentos da disciplina Métodos Experimentais em Engenharia Térmica*, FEUP, 2010
- [16] – J. Facão, A. Oliveira, “*Thermal behaviour of closed wet cooling towers for use with chilled ceilings*”, Applied Thermal Engineering, 2000.

- [17] – J. Facão, A. Oliveira, “Heat and mass transfer correlations for the design of small indirect contact cooling towers”, Applied Thermal Engineering, 2004.
- [18] – S. Marcos, *Estudo da Aplicabilidade de um Arrefecedor a Ar de Ponto de Orvalho a Climats Portugueses*, Tese do MIEM, FEUP, 2008

ANEXOS

1. Determinação do caudal

Tabela 9 Velocidades (m/s) medidas nos canais secos e respectivo caudal

Medições	Pontos de Medição							Velocidade média
	1	2	3	4	5	6	7	
1	0,6	1,35	1,23	1,02	0,5	1,31	1,19	1,07
2	0,49	1,3	1,27	1,05	0,5	1,32	1,21	1,08
3	0,43	1,32	1,22	1,03	0,58	1,28	1,21	1,06
Média	0,51	1,32	1,24	1,03	0,53	1,30	1,20	1,07
Caudal (m ³ /h)								414

Tabela 10 Velocidades (m/s) medidas nos canais húmidos e respectivo caudal

Medições	Pontos de Medição							Velocidade média
	1	2	3	4	5	6	7	
1	0,57	1,12	0,65	0,43	0,78	0,79	0,81	0,73
2	0,63	1,13	0,62	0,45	0,73	0,75	0,81	0,72
3	0,6	1,07	0,56	0,46	0,75	0,8	0,83	0,71
Média	0,60	1,11	0,61	0,45	0,75	0,78	0,82	0,72
Caudal (m ³ /h)								403

2. Algoritmo

"Número de elementos"

```
c=10
d=43
DELTA=(0,515/(d))*(0,270/(c))
```

"-----"

"Propriedades Iniciais"

```
T_ent=39"C"
T_wb_ent=WetBulb(AirH2O;T=T_ent;r=HR_ent;P=P1) "C"
HR_ent=0,46 {RelHum(AirH2O;T=T_ent;B=T_wb_ent;P=P1)}
P1=101,325 "kPa"

T_dp_ent=DewPoint(AirH2O;T=T_ent;r=HR_ent;P=P1)
x_ent=HumRat(AirH2O;T=T_ent;r=HR_ent;P=P1)

V_dot_total=V_dot_es+V_dot_eh "m^3/h"

r=0,55 "-"

V_dot_es=400 "m^3/h"
V_dot_eh= V_dot_total*(1-r)"m^3/h"

V_dot_s=(V_dot_es)/(2*3600) "m^3/s"
V_dot_h=(V_dot_eh)/(2*3600) "m^3/s"

rho_s=Density(AirH2O;T=T_ent;r=HR_ent;P=P1)
m_dot_s=((V_dot_s/32)*rho_s)/c "kg/s" "caudal mássico em elemento do cada canal seco"
{m_dot_s=0,00001164}
rho_h_e=rho_s
m_dot_h_e=((V_dot_h/31)*rho_h_e)/d "kg/s" "caudal mássico em elemento do cada canal húmido"
m_dot_h_e=m_dot_as+m_dot_as*x_ent
{m_dot_h_e=0,00001164}
v_s=(V_dot_s/32)/(0,0046*0,241) "velocidade nos canais secos"
v_h=(V_dot_h/31)/(43*(0,0103*0,0048/2)) "velocidade nos canais húmidos.De salientar que devido às alhetas, a secção de passagem é inferior"
cp=Cp(AirH2O;T=T_ent;r=HR_ent;P=P1)
```

```
duplicate j=1;c
  T_s[1;j]=T_ent
end
```

```
duplicate i=1;d
  T_h[i;1]=T_s[i+1;1]
  x_h[i;1]=x_ent
end
```

"-----"

"Propriedades do permutador"

```
e_alhe=0,00022
l_alhe=0,270
A=2*(,270*,515)
A_alhe=43*,0103*,270
e=0,003
D_ab=0,26e-4
tan(ang)=0,0037/0,0103
```

```
sin(ang)=0,0037/l
D_h_h=4*(0,0103*0,0037/2)/(,2*I+,0103)
D_h_s=4*(0,0046*0,241)/(2*0,0046+2*0,241)
a_alh=l*0,270/(c)*2
```

"-----"

"Rendimento da alheta"

```
eta_alhe=tanh(m_i*I_alhe)/(m_i*I_alhe)
m_i=(2*alpha_h/(lambda_alhe*e_alhe)*(1+e_alhe/l_alhe))^(1/2)
eta=1-A_alhe/A*(1-eta_alhe)
```

"-----"

"Condutibilidades Térmicas"

```
lambda=0,18 "k_('Paper'; T_med_s) condutibilidade térmica - Papel"
lambda_alhe=0,04 "k_('Polystyrene molded beads'; T_med_h)"
lambda_a=Conductivity(AirH2O;T=T_ent;r=HR_ent;P=P1) "condutibilidade térmica - ar com agua -
varia pouco"
```

"-----"

"Verificação do tipo de regime...Cálculo do Nu"

```
Re_s=(v_s*D_h_s*rho_s)/mu_s
mu_s=Viscosity(AirH2O;T=T_ent;r=HR_ent;P=P1)
```

```
Re_h=(v_h*D_h_h*rho_h_e)/mu_h
mu_h=mu_s
```

```
Pr_s=cp*mu_s/lambda_a
Pr_h=cp*mu_h/lambda_a
```

```
x_dot_s=(0,515/D_h_s)/(Re_s*Pr_s)
x_dot_h=(0,270/D_h_h)/(Re_h*Pr_h)
```

```
fRe_h=12,630 "Consultar grafico fig105 pag "
fRe_s=24
```

```
N_u_h=(0,641*(fRe_h)^(1/3)*x_dot_h^(-1/3)+0,775*(fRe_h)^(1/3)*x_dot_h^(-1/3))/2
N_u_s=(0,641*(fRe_s)^(1/3)*x_dot_s^(-1/3)+0,775*(fRe_s)^(1/3)*x_dot_s^(-1/3))/2
```

"-----"

"Cálculo dos coeficientes de transferencia de calor"

```
N_u_s=alpha_s*D_h_s/lambda_a
N_u_h=alpha_h*D_h_h/lambda_a
```

"-----"

n=1/3

```
duplicate j=1;c
duplicate i=1;d
```

```
m_dot_s*cp*(T_s[i;j]-T_s[i+1;j])=DELTAQ[i;j]
2*DELTAQ*(T_s[i;j]+T_s[i+1;j])/2-T_p_s[i;j])*alpha_s=DELTAQ[i;j]
lambda/e*2*DELTAQ*(T_p_s[i;j]-T_p[i;j])=DELTAQ[i;j]
m_dot_as*(h_h[i;j+1]-h_h[i;j])=alpha_m[i;j]*(h_p[i;j]-(h_h[i;j+1]+h_h[i;j])/2)*(2*DELTAQ+eta*a_alh)
m_dot_s*cp*(T_s[i;j]-T_s[i+1;j])=m_dot_as*(h_h[i;j+1]-h_h[i;j])
```

```

DELTAQ_2[i,j]=m_dot_as*(h_h[i,j+1]-h_h[i,j])

h_h[i,j]=Enthalpy(AirH2O;T=T_h[i,j];w=x_h[i,j];P=P1)
h_p[i,j]=Enthalpy(AirH2O;T=T_p[i,j];r=1;P=P1)
x_p[i,j]=HumRat(AirH2O;T=T_p[i,j];r=1;P=P1)
x_h[i,j+1]=x_h[i,j]+(x_p[i,j]-x_h[i,j])*(1-exp(-alpha_m[i,j]*DELTA/m_dot_as))

HR_h[i,j]=RelHum(AirH2O;T=T_h[i,j];w=x_h[i,j];P=P1)
x_s[i,j]=HumRat(AirH2O;T=T_s[i,j];D=T_dp_ent;P=P1)
HR_s[i,j]=RelHum(AirH2O;T=T_s[i,j];w=x_s[i,j];P=P1)

"Cálculo dos coeficientes de transferencia de massa"
rho_h[i,j]=Density(AirH2O;T=T_h[i,j];w=x_h[i,j];P=P1)
alpha_m[i,j]=(alpha_h*D_ab/lambda_a)*Le[i,j]^n
Le[i,j]=lambda_a/(rho_h[i,j]*(cp)*D_ab)
"-----"

end
end

T_ss[1]=T_s[d,1]

duplicate j=2;c
T_ss[j]=T_ss[j-1]+T_s[d+1,j]
end

T_s_saida=T_ss[c]/c "temperatura de ar seco"

T_sh[1]=T_h[1;c]

duplicate j=2;d
T_sh[j]=T_sh[j-1]+T_s[j;c]
end

T_h_saida=T_sh[d]/d "temperatura de ar humido"

Q_dot=V_dot_s*rho_s*cp*(T_ent-T_s_saida)*2/1000

efic_po=(T_ent-T_s_saida)/(T_ent-T_dp_ent) "eficiencia de ponto de orvalho"

efic_bh=(T_ent-T_s_saida)/(T_ent-T_wb_ent) "eficiencia de bolbo humido"

ERRO_s=abs(32,2-T_s_saida)/T_s_saida "erro relativamente a temperatura de ar seco"

ERRO_h=abs(37,1-T_h_saida)/T_h_saida "erro relativamente a temperatura de ar humido"

COP=Q_dot/0,105

```


3. Equações do algoritmo

$$c = 10$$

$$d = 43$$

$$\Delta A = \frac{0,515}{d} \cdot \frac{0,27}{c}$$

$$T_{ent} = 39$$

$$T_{wb;ent} = \mathbf{WB} (\text{'AirH2O'} ; T = T_{ent} ; R = HR_{ent} ; P = P1)$$

$$HR_{ent} = 0,46$$

$$P1 = 101,325$$

$$T_{dp;ent} = \mathbf{DP} (\text{'AirH2O'} ; T = T_{ent} ; R = HR_{ent} ; P = P1)$$

$$x_{ent} = \omega (\text{'AirH2O'} ; T = T_{ent} ; R = HR_{ent} ; P = P1)$$

$$\dot{V}_{total} = \dot{V}_{es} + \dot{V}_{eh}$$

$$r = 0,55$$

$$\dot{V}_{es} = 400$$

$$\dot{V}_{eh} = \dot{V}_{total} \cdot (1 - r)$$

$$\dot{V}_s = \frac{\dot{V}_{es}}{2 \cdot 3600}$$

$$\dot{V}_h = \frac{\dot{V}_{eh}}{2 \cdot 3600}$$

$$\rho_s = \rho (\text{'AirH2O'} ; T = T_{ent} ; R = HR_{ent} ; P = P1)$$

$$\dot{m}_s = \frac{\frac{\dot{V}_s}{32} \cdot \rho_s}{c}$$

$$\rho_{h,e} = \rho_s$$

$$\dot{m}_{h,e} = \frac{\frac{\dot{V}_h}{31} \cdot \rho_{h,e}}{d}$$

$$\dot{m}_{h,e} = \dot{m}_{as} + \dot{m}_{as} \cdot x_{ent}$$

$$v_s = \frac{\frac{\dot{V}_s}{32}}{0,0046 \cdot 0,241}$$

$$v_h = \frac{\frac{\dot{V}_h}{31}}{43 \cdot 0,0103 \cdot \frac{0,0048}{2}}$$

$$cp = \mathbf{Cp} (\text{'AirH2O'} ; T=T_{ent} ; R=HR_{ent} ; P=P1)$$

$$T_{s;1;j} = T_{ent} \quad \text{for } j = 1 \text{ to } c$$

$$T_{h;i;1} = T_{s;i+1;1} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } d$$

$$x_{h;i;1} = x_{ent} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } d$$

$$e_{alhe} = 0,00022$$

$$l_{alhe} = 0,27$$

$$A = 2 \cdot 0,27 \cdot 0,515$$

$$A_{alhe} = 43 \cdot 0,0103 \cdot 0,27$$

$$e = 0,003$$

$$D_{ab} = 0,000026$$

$$\mathbf{tan} (\text{ang}) = \frac{0,0037}{0,0103}$$

$$\mathbf{sin} (\text{ang}) = \frac{0,0037}{l}$$

$$D_{h;h} = 4 \cdot \left[\frac{0,0103 \cdot \frac{0,0037}{2}}{0,2 \cdot l + 0,0103} \right]$$

$$D_{h;s} = 4 \cdot \left[\frac{0,0046 \cdot 0,241}{2 \cdot 0,0046 + 2 \cdot 0,241} \right]$$

$$a_{alh} = l \cdot \frac{0,27}{c} \cdot 2$$

$$\eta_{alhe} = \frac{\mathbf{tanh} (m_i \cdot l_{alhe})}{m_i \cdot l_{alhe}}$$

$$m_i = \left[2 \cdot \frac{\alpha_h}{\lambda_{alhe} \cdot e_{alhe}} \cdot \left(1 + \frac{e_{alhe}}{l_{alhe}} \right) \right]^{(1/2)}$$

$$\eta = 1 - \frac{A_{alhe}}{A} \cdot (1 - \eta_{alhe})$$

$$\lambda = 0,18$$

$$\lambda_{alhe} = 0,04$$

$$\lambda_a = k('AirH2O'; T=T_{ent}; R=HR_{ent}; P=P1)$$

$$Re_s = \frac{v_s \cdot D_{h;s} \cdot \rho_s}{\mu_s}$$

$$\mu_s = \text{Visc}('AirH2O'; T=T_{ent}; R=HR_{ent}; P=P1)$$

$$Re_h = \frac{v_h \cdot D_{h;h} \cdot \rho_{h,e}}{\mu_h}$$

$$\mu_h = \mu_s$$

$$Pr_s = cp \cdot \frac{\mu_s}{\lambda_a}$$

$$Pr_h = cp \cdot \frac{\mu_h}{\lambda_a}$$

$$\dot{x}_s = \frac{0,515}{Re_s \cdot Pr_s} \frac{D_{h;s}}{D_{h;s}}$$

$$\dot{x}_h = \frac{0,27}{Re_h \cdot Pr_h} \frac{D_{h;h}}{D_{h;h}}$$

$$fRe_h = 12,63$$

$$fRe_s = 24$$

$$Nu_{u;h} = \frac{0,641 \cdot fRe_h^{(1/3)} \cdot \dot{x}_h \left[\frac{-1}{3} \right] + 0,775 \cdot fRe_h^{(1/3)} \cdot \dot{x}_h \left[\frac{-1}{3} \right]}{2}$$

$$Nu_{u;s} = \frac{0,641 \cdot fRe_s^{(1/3)} \cdot \dot{x}_s \left[\frac{-1}{3} \right] + 0,775 \cdot fRe_s^{(1/3)} \cdot \dot{x}_s \left[\frac{-1}{3} \right]}{2}$$

$$N_{u;s} = \alpha_s \cdot \frac{D_{h;s}}{\lambda_a}$$

$$N_{u;h} = \alpha_h \cdot \frac{D_{h;h}}{\lambda_a}$$

$$n = 1 / 3$$

$$\dot{m}_s \cdot c_p \cdot (T_{s;i,j} - T_{s;i+1,j}) = \Delta Q_{i,j} \quad \text{for } j = 1 \text{ to } c; i = 1 \text{ to } d$$

$$2 \cdot \Delta A \cdot \left[\frac{T_{s;i,j} + T_{s;i+1,j}}{2} - T_{p;s;i,j} \right] \cdot \alpha_s = \Delta Q_{i,j} \quad \text{for } j = 1 \text{ to } c; i = 1 \text{ to } d$$

$$\frac{\lambda}{e} \cdot 2 \cdot \Delta A \cdot (T_{p;s;i,j} - T_{p;i,j}) = \Delta Q_{i,j} \quad \text{for } j = 1 \text{ to } c; i = 1 \text{ to } d$$

$$\dot{m}_{as} \cdot (h_{h;i,j+1} - h_{h;i,j}) = \alpha_{m;i,j} \cdot \left[h_{p;i,j} - \left(\frac{h_{h;i,j+1} + h_{h;i,j}}{2} \right) \right] \cdot (2 \cdot \Delta A + \eta \cdot a_{alh}) \quad \text{for } j = 1 \text{ to } c; i = 1 \text{ to } d$$

$$\dot{m}_s \cdot c_p \cdot (T_{s;i,j} - T_{s;i+1,j}) = \dot{m}_{as} \cdot (h_{h;i,j+1} - h_{h;i,j}) \quad \text{for } j = 1 \text{ to } c; i = 1 \text{ to } d$$

$$\Delta Q_{2;i,j} = \dot{m}_{as} \cdot (h_{h;i,j+1} - h_{h;i,j}) \quad \text{for } j = 1 \text{ to } c; i = 1 \text{ to } d$$

$$h_{h;i,j} = h('AirH2O'; T=T_{h;i,j}; w=x_{h;i,j}; P=P1) \quad \text{for } j = 1 \text{ to } c; i = 1 \text{ to } d$$

$$h_{p;i,j} = h('AirH2O'; T=T_{p;i,j}; R=1; P=P1) \quad \text{for } j = 1 \text{ to } c; i = 1 \text{ to } d$$

$$x_{p;i,j} = \omega('AirH2O'; T=T_{p;i,j}; R=1; P=P1) \quad \text{for } j = 1 \text{ to } c; i = 1 \text{ to } d$$

$$x_{h;i,j+1} = x_{h;i,j} + (x_{p;i,j} - x_{h;i,j}) \cdot \left[1 - \exp \left(-\alpha_{m;i,j} \cdot \frac{\Delta A}{\dot{m}_{as}} \right) \right] \quad \text{for } j = 1 \text{ to } c; i = 1 \text{ to } d$$

$$HR_{h;i,j} = RH('AirH2O'; T=T_{h;i,j}; w=x_{h;i,j}; P=P1) \quad \text{for } j = 1 \text{ to } c; i = 1 \text{ to } d$$

$$x_{s;i,j} = \omega('AirH2O'; T=T_{s;i,j}; D=T_{dp;ent}; P=P1) \quad \text{for } j = 1 \text{ to } c; i = 1 \text{ to } d$$

$$HR_{s;i,j} = RH('AirH2O'; T=T_{s;i,j}; w=x_{s;i,j}; P=P1) \quad \text{for } j = 1 \text{ to } c; i = 1 \text{ to } d$$

$$\rho_{h;i,j} = \rho('AirH2O'; T=T_{h;i,j}; w=x_{h;i,j}; P=P1) \quad \text{for } j = 1 \text{ to } c; i = 1 \text{ to } d$$

$$\alpha_{m;i,j} = \alpha_h \cdot \frac{D_{ab}}{\lambda_a} \cdot Le_{i,j}^n \quad \text{for } j = 1 \text{ to } c; i = 1 \text{ to } d$$

$$Le_{i,j} = \frac{\lambda_a}{\rho_{h,i,j} \cdot cp \cdot D_{ab}} \quad \text{for } j = 1 \text{ to } c; i = 1 \text{ to } d$$

$$T_{ss;1} = T_{s;43;1}$$

$$T_{ss;j} = T_{ss;j-1} + T_{s;d+1;j} \quad \text{for } j = 2 \text{ to } c$$

$$T_{s;saida} = \frac{T_{ss;10}}{c}$$

$$T_{sh;1} = T_{h;1;10}$$

$$T_{sh;j} = T_{sh;j-1} + T_{s;j;c} \quad \text{for } j = 2 \text{ to } d$$

$$T_{h;saida} = \frac{T_{sh;43}}{d}$$

$$\dot{Q} = \dot{V}_s \cdot \rho_s \cdot cp \cdot (T_{ent} - T_{s;saida}) \cdot \frac{2}{1000}$$

$$efic_{po} = \frac{T_{ent} - T_{s;saida}}{T_{ent} - T_{dp;ent}}$$

$$efic_{bh} = \frac{T_{ent} - T_{s;saida}}{T_{ent} - T_{wb;ent}}$$

$$ERRO_s = \frac{|32,2 - T_{s;saida}|}{T_{s;saida}}$$

$$ERRO_h = \frac{|37,1 - T_{h;saida}|}{T_{h;saida}}$$

$$COP = \frac{\dot{Q}}{0,105}$$

4. Catálogo da Máquina

PECC Specification



Hangzhou ISAW Technology CO.

Please read this carefully before operation

Content

- **Principle**
- **structure**
- **installation**
- **operation**
- **highlights**
- **specification**
- **electric wire**
- **warning**
- **maintenance**

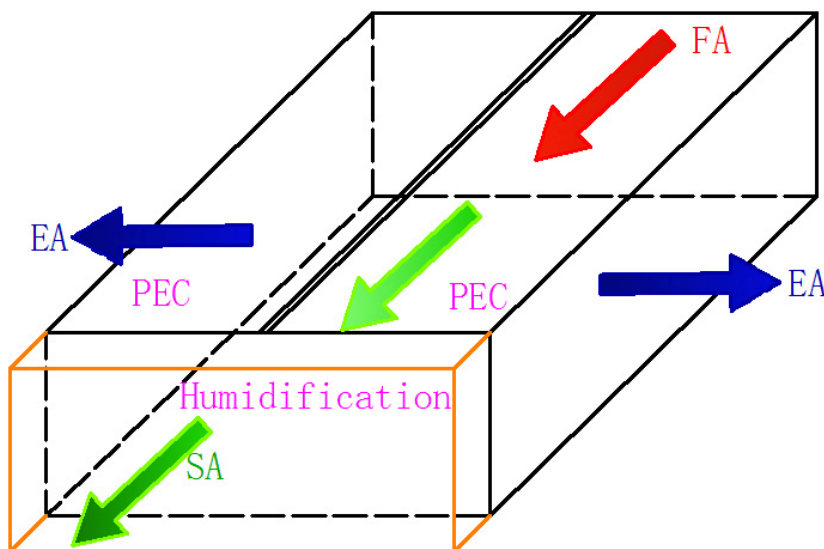
Principle

The Fresh Air (FA) is driven by fan into ISAW PEC, where it is separated into two air streams, one stream called cooling air first pass the dry channels and then pass the wet channels of PEC and at last exhaust into the environment as EA, and another streams called cooled air pass into the dry channels and the pass the direct evaporative cooling pads, at last sent to the room as SA.

the cooling air first pass the dry channels get pre-cooling and then pass the wet channels would get cooling air close to the dew point of the air, not the wet bulb of the air, so the PEC get better cooling than conventional indirect cooling.

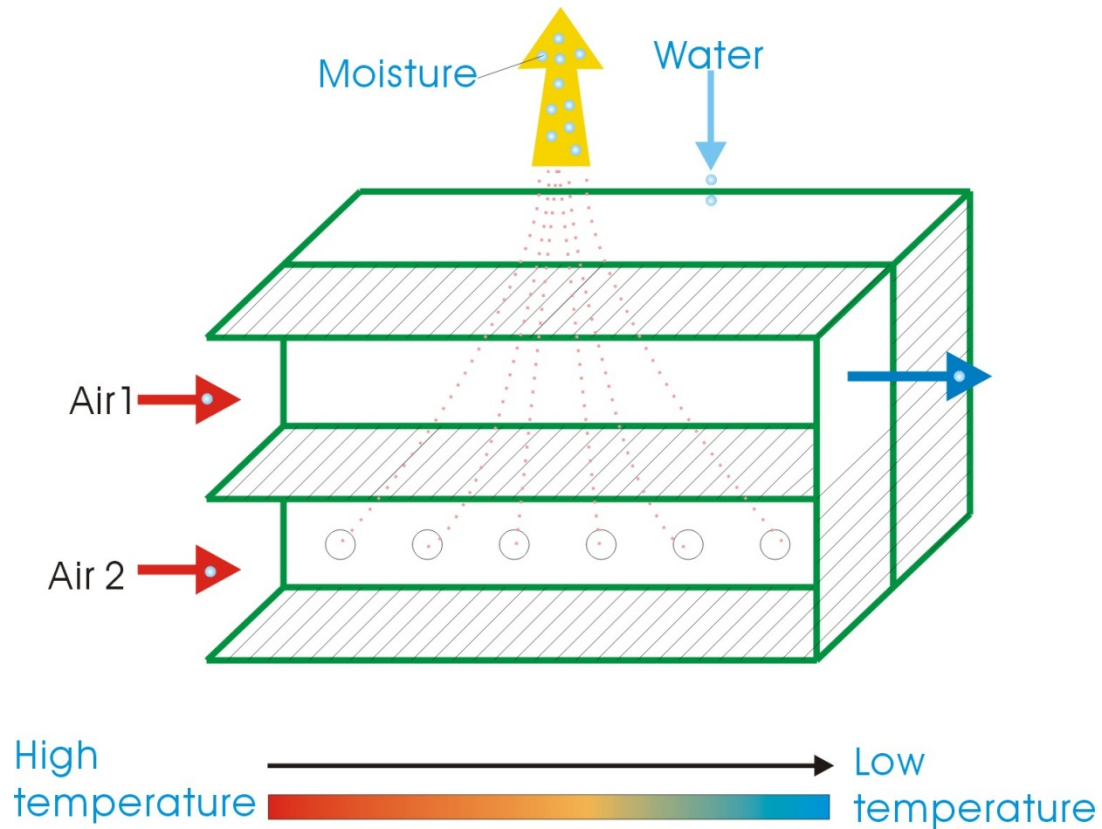
The direct evaporative cooling pads get the temperature of the air from the PEC further lower but get high moisture content.

The wet channels are wetting with water and water is supply by a small pump to circulate water from the water basin to the top of PEC and pads.



PEC principle

- It only uses dry air and water to get cooling.
- Air 1 and air 2 pass the PEC and air 1 get cooled without water content (moisture) increase and water evaporate in air 2 to absorb heat from air 1
- PEC gets air temperature close to the dew point without using mechanical cooling device such as compressor.



Structure

The structure is showing as following.



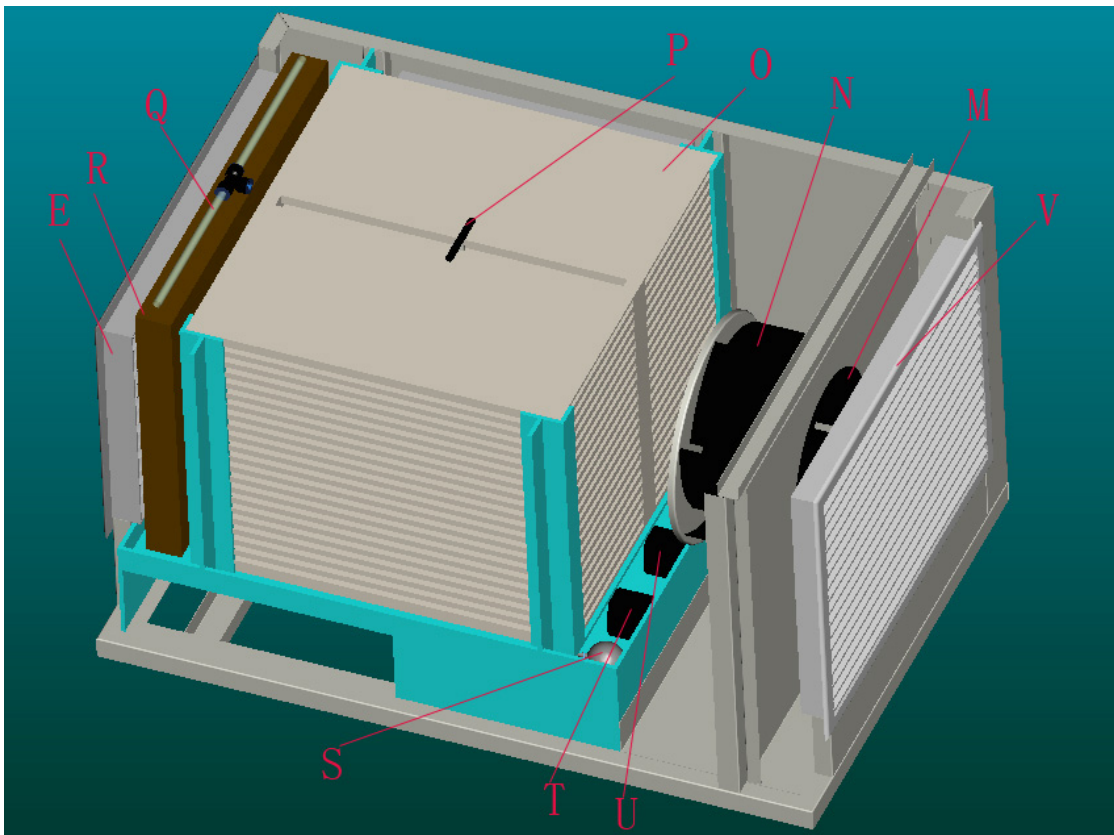
A: direct evaporation cooling pump B: PEC pump

C: fan D: Power E: SA louver F: EA Louver

G: water make up H: drainage

I: screw for plenum connect J: Power line

K- Screw for top plate L: Louver screw



图B

E-SA louver M-fan inlet N-fan O-PEC P-water
 pipe for PEC Q-water pipe R- direct evaporation core
 S-float valve T- direct evaporation cooling pump U-PEC
 pump V-FA louver

Installation

- A. open the box, check the unit appearance.
- B. fix the machine and keep the horizontal position to avoid leakage of water, connected the supply air outlet with duct if required or just direct send the air into the cooling spot. Connect the make up water pipe with water source; open the valve, the machine would auto make up water via float valve. The drainage connects to a pipe with manual valve and to do drainage from time to time.
- C. You could also make up water manually, and when the water level is high enough, then connected to the machine to the power, the machine start work.
- D EA lover and SA louver could be used to just air flow of SA and EA, the design ratio between SA airflow and EA airflow is 55/45.

Operation

Before operation, please whether the water pipe is connected, then open the fan and pump for PEC, when required such as moisture content is low, may open the pump for direct evaporative cooling.

Just adjust the supply air flow by adjust the louver.

Highlights

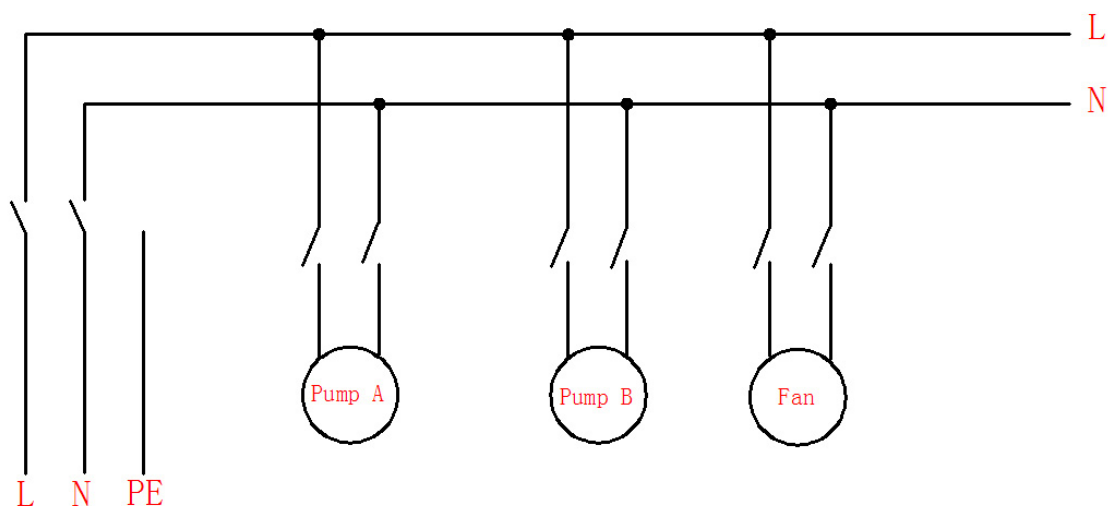
- Decrease the temperature without moisture increase for PEC indirect cooling.
- Very less moving parts, only small pump and fan.
- Free cooling from natural air
- Small water consumption
- Simple structure, easy for maintenance

Specification

Design point : DB 35°C、WB22°C、 100% fresh air

Type		PECC-400	PECC-600
Rated supply air flow		400 m ³ /h	600 m ³ /h
Rated exhaust air flow		330m ³ /h	500 m ³ /h
Maximum supply air flow		700 m ³ /h	1000 m ³ /h
Cooling	W	3000	5000
Electricity	W	105	125
Power		AC220V/50HZ	
Rated external pressure		30 Pa	50 Pa
weight	kg	75	95

Electric wires



warning :

- Water is in the machine, so the machine needs to be horizontal position and move it carefully.
- when clean and maintenance is required, disconnect the electricity
- the metal enclosure should be connected to the ground

Maintenance

- After the machine run a period of time, such as 7 days, need to drain off the water for the accumulation of the dust and mineral in the water.
- When the water level is low, the pump is not allowed to switch on
- The filter may be added on the inlet of the machine if there is much dust in the air. And the filter needs to be cleaned from time to time.

Hangzhou ISAW Technology Corporation

AD: No.8, qiaoyuan road, erqiancun, xiaoshan, Zhejiang, China.

TEL: 86-571-82875019

FAX: 86-571-82608605

Email: iisaw@163.com

WEB: <http://www.i-isaw.com>