

**Projecto de uma Torre de Arrefecimento
de 3 MW de Potência Térmica**

Francisco Miguel Nunes Matos Sampaio

Relatório do Projecto Final do MIEM

Orientador: Carlos Manuel Coutinho Tavares Pinho



FEUP

**Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica**

Julho 2010

À minha família

Resumo

Numa época marcada pela necessidade urgente de um melhor, mais racional e sensato uso dos recursos naturais, nomeadamente da energia e da água, impõe-se que, nas diferentes áreas da actividade humana, se utilizem os dispositivos tecnológicos disponíveis, que, de alguma maneira, possam conduzir a esse objectivo. É nesse contexto que se enquadra o uso das torres de arrefecimento.

O presente trabalho teve como objectivo principal projectar uma torre de arrefecimento de 3 MW de potência térmica, tendo em vista a aplicação a uma central térmica solar de concentração. Tal central ficará localizada no Alentejo, região com um clima quente e seco. Após uma pesquisa bibliográfica sobre os diversos tipos de torres existentes, foi escolhido, para implantar naquele local, o modelo de uma torre de arrefecimento evaporativa indirecta.

Após concluída a revisão bibliográfica, passou-se ao desenvolvimento do modelo matemático que, de uma forma algo simplista, descreve o comportamento térmico da torre, isto é, a transferência de calor e massa que nela ocorre nas diferentes estações do ano consideradas – Inverno, Primavera e Verão. Esse trabalho possibilitou o dimensionamento de um dos principais componentes térmicos da torre: a serpentina.

A serpentina foi dimensionada tendo em atenção as condições mais exigentes que ocorrem no Verão. Avaliou-se posteriormente o desempenho da torre para as outras estações do ano. Fizeram-se comparações entre os diversos valores obtidos, nomeadamente dos caudais de água, da água de atomização, do ar, das potências eléctricas consumidas, dos coeficientes de transferência de calor e eficiências térmicas, com os valores obtidos para as duas outras estações estudadas: Inverno e Primavera.

Os resultados obtidos com o modelo matemático mostraram que para o funcionamento da torre com a serpentina molhada, a eficiência térmica da torre aumenta e o coeficiente global de transferência de calor diminui, para menores caudais de água a ser arrefecida. Por sua vez, com funcionamento a seco verificou-se que se obtiveram valores de eficiência térmica inferiores e caudais de ar superiores aos existentes em catálogos de fornecedores de equipamento análogo. No entanto existe uma coerência de resultados pois as possibilidades de modelação do desempenho da torre de arrefecimento não foram exaustivamente cobertas.

Design of a Cooling Tower with a thermal power of 3 MW

Abstract

In an era marked by the urgent need for a better and sensible use of natural resources, particularly energy and water, it is necessary the use of technological devices available in different areas of human activity. The cooling towers appear in this context.

The aim of the present work is to design a cooling tower with a thermal power of 3 MW for a solar thermal power plant, located in Alentejo, a region with warm and dry weather. The model of an indirect evaporative cooling tower was selected after a bibliographic research on the various types of towers.

After a complete bibliographic review, it was developed a mathematical model, somehow simplistic, which describes the thermal performance of the tower given by the heat and mass transfer, in the seasons considered – winter, spring and summer. This work enabled the design of one of the major thermal components of the tower: the coil.

The coil was sized taking into account the most demanding conditions that occur in summer. Retrospectively it was evaluated the performance of the tower to the other seasons. Comparisons were made between different values, especially the: cooling water flow, spray water flow, air flow, electrical power consumed, the coefficient of heat transfer and thermal efficiencies, with the value obtained for the other two seasons studied: winter and spring.

The results obtained with the mathematical model proved that the thermal efficiency of the tower increases and the global heat transfer coefficient decreases, to lower cooling water flows for the wet coil operation. On the other hand, the results obtained with dry coil shows some discrepancy, since the values obtained for the thermal efficiency were below and the air flow rates well above the expected than the existing supplier catalogues of similar equipment. However there is a consistency of the results because the possibilities of modeling the performance of the cooling tower were not exhaustively covered.

Agradecimentos

Em primeiro lugar tenho de prestar a minha gratidão ao meu orientador, Professor Carlos Pinho, pelos valiosos conselhos, pela disponibilidade demonstrada e apoio prestado durante a realização deste trabalho.

Quero também agradecer à minha família que sempre me apoiou ao longo destes anos e me ajudou a concretizar este sonho.

Por último, mas não menos importante, a todos os meus amigos pela constante disponibilidade e amizade.

Índice

Nomenclatura.....	3
Capítulo 1	7
1. Enquadramento	7
1.1 História das torres de arrefecimento	10
1.2 Diferentes tipos de torres de arrefecimento	12
1.3 Torres de arrefecimento evaporativas	13
1.3.1 Componentes das torres de arrefecimento	15
1.3.1.1 Carcaça.....	16
1.3.1.2 Sistema de distribuição de água	16
1.3.1.3 Enchimento	16
1.3.1.3.1 Enchimentos do tipo respingo.....	17
1.3.1.3.2 Enchimentos do tipo filme	19
1.3.1.4 Eliminador de gotas	20
1.3.1.5 Grelhas	22
1.3.1.6 Entradas do ar.....	22
1.3.1.7 Tanque da água de atomização	22
1.3.1.8 Ventilador.....	23
1.3.2 Materiais utilizados nas torres e seus componentes.....	24
1.3.3 Tipos de torres quanto à tiragem do ar.....	25
1.3.3.1 Naturais	25
1.3.3.2 Mecânicas.....	26
1.3.3.2.1 Forçadas	27
1.3.3.2.2 Induzidas	27
1.3.3.3 Tiragem natural assistidas por ventilação (<i>fan-assited natural draft towers</i>).....	28
1.3.4 Classificação das torres quanto ao escoamento de ar	29
1.3.4.1 Contra-corrente	29
1.3.4.2 Cruzado	30
1.3.4.3 Vantagens e desvantagens das configurações do escoamento cruzado e contra-corrente	31
1.3.5 Formatos de torres de arrefecimento evaporativas.....	32
1.3.5.1 Tipos de torres com fluxo contra corrente	32
1.3.5.2 Tipos de torres com fluxo cruzado.....	32

1.4 Torres de arrefecimento híbridas	33
1.5 Torres de arrefecimento secas	35
1.5.1 Condensadores de vapor de arrefecimento a ar	36
1.5.1.1 Tipo Directo.....	36
1.5.1.2 Tipo Indirecto	37
1.5.2 Sistemas de arrefecimento de líquido a ar	38
Capítulo 2.....	41
2. Torres de arrefecimento evaporativas indirectas	41
2.1 Introdução.....	41
2.2 Objectivo	41
2.3 Escolha do tipo de torre de arrefecimento	42
2.4 Estado da arte das torres de arrefecimento evaporativas indirectas	42
2.5 Mecanismos de transferência de calor e massa numa torre de arrefecimento evaporativa de contacto indirecto	45
2.5.1 Serpentina molhada	45
2.5.2 Serpentina seca	46
2.6 Princípios de transferência de calor e de massa de acordo com as temperaturas da água de arrefecimento e do ar (serpentina molhada)	47
2.6.1 Temperatura da água de arrefecimento superior à do ar	47
2.6.2 Temperatura da água de arrefecimento inferior à do ar.....	48
Capítulo 3.....	51
3. Modelo matemático	51
3.1 Introdução.....	51
3.2 Modelo teórico adoptado para torre.....	51
3.2.1 Pressupostos utilizados no modelo da torre.....	51
3.2.2 Volume de controlo analisado no modelo	52
3.3 Análise térmica da torre.....	53
3.3.1 Balanço térmico do calor transferido do lado da água	54
3.3.2 Balanço térmico do calor transferido do lado do ar.....	54
3.3.3 Eficiência da torre de arrefecimento.....	54
3.3.4 Propriedades do ar e água	55
3.3.4.1 Entalpia do ar húmido	55
3.3.4.1.1 Cálculo dos calores latentes e sensíveis	56
3.3.4.2 Temperaturas do bolbo húmido.....	56

3.3.4.3	Correlações adoptadas para as propriedades da água e ar.....	57
3.3.5	Determinação dos coeficientes de transferência de calor e massa.....	58
3.3.5.1	Coeficiente de transferência de calor da água no interior dos tubos.....	58
3.3.5.2	Coeficiente de transferência de calor entre a parede exterior do tubo e a água de atomização	58
3.3.5.3	Coeficiente de transferência massa	59
3.3.5.4	Coeficiente de transferência de calor do ar	59
3.3.5.4.1	Serpentina molhada.....	59
3.3.5.4.2	Serpentina seca.....	59
3.5.5	Cálculo do coeficiente global de transferência de calor.....	61
3.3.5.5.1	Cálculo do coeficiente de transferência de calor global serpentina molhada e seca	62
3.3.5.5.1.1	Serpentina molhada.....	62
3.3.5.5.1.2	Serpentina seca.....	62
3.3.6	Método das diferenças de temperaturas médias logarítmicas.....	62
3.3.6.1	Taxa de transferência de calor total na torre	63
3.3.7	Potências eléctricas	63
3.3.7.1	Potência eléctrica de ventilação	63
3.3.7.2	Potência eléctrica de bombagem.....	64
Capítulo 4	67
4.	Explicação do modelo matemático	67
4.	Introdução	67
4.1	Condições de projecto da torre.....	67
4.1.1	Condições das temperaturas da água de arrefecimento e do ar.....	68
4.2	Explicação do modelo matemático	68
4.2.1	Obtenção dos caudais mássicos da água e do ar	68
4.2.2	Acerto dos coeficientes globais de transferência de calor	69
4.2.3	Dimensionamento da serpentina	70
4.2.3.1	Configuração dos tubos da serpentina	71
4.2.4	Obtenção dos coeficientes de transferência de calor.....	71
4.2.5	Acerto das áreas da serpentina	72
4.2.6	Obtenção do coeficiente de transferência de massa.....	73
Capítulo 5	75
5.	Análise e discussão dos resultados.....	75

5.1 Introdução.....	75
5.2 Resultados obtidos.....	75
5.2.1 Verão	75
5.2.1.1 Dimensões da serpentina	77
5.2.2 Inverno.....	79
5.2.3 Primavera.....	84
5.3 Discussão dos resultados	89
5.3.1 Dimensão da torre.....	89
5.3.2 Coeficiente global de transferência de calor.....	90
5.3.3 Caudais mássicos obtidos	92
5.3.4 Calores latentes e sensíveis obtidos.....	94
5.3.5 Potências eléctricas.....	97
5.3.6 Coeficientes de transferência de calor.....	102
5.3.7 Eficiência térmica da torre.....	108
Conclusão.....	113
Sugestão para trabalhos futuros	115
Bibliografia	117
Anexo A – Tabela com as propriedades do ar	121
Anexo B – Configuração da serpentina	123
Anexo C – Factores de fricção e correcção.....	125
Anexo D – Catálogo comercial da torre de arrefecimento da Evpaco.....	127
Anexo E – Coeficiente de transferência de calor da água e resistência de sujamento no interior dos tubos.....	131
Anexo F – Diâmetros nominais segundo DIN 2448	133

Índice de imagens

Figura 1 – Ciclo de arrefecimento aberto	7
Figura 2 - Ciclo aberto com torre de arrefecimento	8
Figura 3 - Ciclo fechado com torre de arrefecimento.....	9
Figura 4 - Primeira torre de arrefecimento a ser construída para a empresa Elektrizitäts AG de Nuremberga	10
Figura 5 - Esquema de um sistema de arrefecimento evaporativo (contacto directo).....	13
Figura 6 - Torre de arrefecimento evaporativa de contacto directo.	14
Figura 7 - Torre de arrefecimento evaporativa de contacto indirecto.	14
Figura 8 - Componentes de uma torre de arrefecimento evaporativa de contacto directo.	15
Figura 9 - Componentes de uma torre de arrefecimento evaporativa de contacto indirecto ...	15
Figura 10 - Carcaça de uma torre de arrefecimento.	16
Figura 11 - Torre de arrefecimento evaporativa de contacto directo com enchimento.....	17
Figura 12 - Torre de arrefecimento evaporativa de contacto directo sem enchimento	17
Figura 13 – Esquema do funcionamento de um enchimento do tipo respingo.....	18
Figura 14 – Enchimento do tipo respingo com formato rectangular.....	18
Figura 15 - Enchimento do tipo respingo com formato triangular	18
Figura 16 - Esquema de funcionamento de um enchimento do tipo filme.....	19
Figura 17 – Enchimento do tipo filme.....	19
Figura 18 – Passos de um eliminador de gotas.....	20
Figura 19 – Eliminador de gotas	21
Figura 20 - Torres de arrefecimento de escoamento contra-corrente e cruzado sem e com eliminador de gotas.....	21
Figura 21 – Grelhas de entrada.....	22
Figura 22 – Grelhas numa torre de arrefecimento	22
Figura 23 - Ventilador axial	23
Figura 24 - Ventilador centrífugo.....	23
Figura 25 – Tipos de torres quanto à tiragem do ar.....	25
Figura 26 – Torre de arrefecimento evaporativa do tipo atmosférico	25
Figura 27 - Torre de arrefecimento evaporativa do tipo chaminé	25
Figura 28 - Evolução temporal das torres de arrefecimento hiperbólicas	26
Figura 29 - Torres de arrefecimento de tiragem do ar mecânica: forçada e induzida.....	27
Figura 30 - Torre de arrefecimento mecânica de tiragem do ar natural assistida por ventilação	28

Figura 31 - Torre de arrefecimento evaporativa de contacto directo com escoamento contra-corrente.....	29
Figura 32 – Sistema de distribuição da água de atomização numa torre de arrefecimento com escoamento contra-corrente.	29
Figura 33 – Torre de arrefecimento evaporativa de contacto directo com escoamento cruzado	30
Figura 34 – Sistema de distribuição da água de atomização numa torre de arrefecimento com escoamento cruzado	30
Figura 35 – Diferentes formatos de torres de escoamento contra-corrente	32
Figura 36 – Diferentes formatos de torres de escoamento cruzado	32
Figura 37 – Esquema de uma torre de arrefecimento híbrida com funcionamento a seco	33
Figura 38 – Esquema de uma torre de arrefecimento híbrida com funcionamento a seco e molhado.....	34
Figura 39 - Esquema de uma torre de arrefecimento híbrida de um modelo diferente.....	34
Figura 40 – Esquema de uma instalação industrial com integração de um condensador de vapor de arrefecimento a ar do tipo directo	36
Figura 41 - Condensadores de vapor de arrefecimento a ar do tipo directo.	37
Figura 42 - Condensadores de vapor de arrefecimento a ar do tipo indirecto	37
Figura 43 - Sistemas de arrefecimento de líquido a ar.....	38
Figura 44 - Esquema de uma central térmica solar de concentração com incorporação de uma torre de arrefecimento	41
Figura 45 - Torre de arrefecimento evaporativa de contacto indirecto com passo secundário	43
Figura 46 - Filme da água de atomização formado nos tubos da serpentina e escoamentos de ar-água de circulação nos dois tipos de tecnologia: moderna e convencional.....	44
Figura 47 - Transferência de calor e massa numa gota de água	46
Figura 48 - Transferência de calor com a temperatura da água de arrefecimento acima da temperatura do bolbo seco do ar	47
Figura 49 - Transferência de calor com a temperatura da água de arrefecimento abaixo da temperatura do bolbo seco do ar	48
Figura 50 - Volume de controlo da torre analisado	52
Figura 51 - Esquema da torre de arrefecimento de contacto indirecto	53
Figura 52 – Diagrama psicrométrico com esquema para o cálculo dos calores latente e sensível.....	56
Figura 53 - Esquema da serpentina de calor usando a analogia reo-eléctrica.....	61
Figura 54 - Esquema que explica a definição de Gama “ <i>Range</i> ” e Aproximação “ <i>Approach</i> ”	67
Figura 55 - Esquema do número de toalhas e colunas da serpentina.....	70

Figura 56 - Configuração dos tubos da serpentina	71
Figura 57 - Esquema com as dimensões da serpentina	78
Figura 58 – Dimensões da torre (vista lateral)	89
Figura 59 - Dimensões da torre (vista de frente)	90
Figura 60 – Comparação dos coeficientes globais de transferência de calor obtidos para as três estações analisadas para o funcionamento da serpentina molhada com maior caudal de água arrefecida.	90
Figura 61 - Comparação dos coeficientes globais de transferência de calor obtidos no Inverno e Primavera para o funcionamento da serpentina molhada com menor caudal de água arrefecida.	91
Figura 62 - Comparação dos coeficientes globais de transferência de calor obtidos no Inverno e Primavera para o funcionamento da serpentina molhada e seca com menor caudal de água arrefecida.	91
Figura 63 – Comparação dos caudais mássicos da água arrefecida, água de atomização e ar obtidos para as três estações do ano analisadas para funcionamento da serpentina molhada com maior caudal de água arrefecida.	92
Figura 64 - Comparação dos caudais mássicos da água arrefecida, água de atomização e ar obtidos no Inverno e Primavera para funcionamento da serpentina molhada e seca com menor caudal de água arrefecida.	93
Figura 65 – Comparação dos calores latentes e sensíveis obtidos para as três estações analisadas para o funcionamento da serpentina molhada com maior caudal de água arrefecida.	94
Figura 66 - Comparação dos calores latentes e sensíveis obtidos no Inverno e Primavera para funcionamento da serpentina molhada com maior e menor caudal de água arrefecida.	95
Figura 67 - Comparação dos calores latentes e sensíveis obtidos no Inverno e Primavera para funcionamento da serpentina molhada e seca com menor caudal de água arrefecida.	96
Figura 68 – Comparação das potências eléctricas de ventilação e bombagem para as três estações analisadas para funcionamento da serpentina molhada com maior caudal de água arrefecida.	97
Figura 69 - Comparação das potências eléctricas de ventilação e bombagem no Inverno e Primavera para funcionamento da serpentina molhada com maior e menor caudal de água arrefecida.	98
Figura 70 - Comparação das potências eléctricas de ventilação e bombagem no Inverno e Primavera para funcionamento da serpentina molhada e seca com menor caudal arrefecida.	98
Figura 71 - Comparação dos coeficientes de transferência de calor para as três estações analisadas para funcionamento da serpentina molhada com maior caudal de água arrefecida.	102
Figura 72 - Comparação dos coeficientes de transferência de calor no Inverno e Primavera para funcionamento da serpentina molhada com maior e menor caudal de água arrefecida.	103

Figura 73 - Comparação dos coeficientes de transferência de calor no Inverno e Primavera para funcionamento da serpentina molhada e seca com menor caudal de água arrefecida. ...	104
Figura 74 - Comparação do coeficiente de transferência de calor do ar no Inverno e Primavera para funcionamento da serpentina molhada e seca com menor caudal arrefecida.....	104
Figura 75 - Eficiência térmica da torre no Inverno e Primavera para funcionamento serpentina molhada com maior e menor caudal arrefecida.	108
Figura 76 - Eficiência térmica da torre das três estações analisadas para funcionamento da serpentina molhada com maior caudal de água arrefecida.	109
Figura 77 - Eficiência térmica da torre no Inverno e Primavera para funcionamento da serpentina molhada e seca com menor caudal de água arrefecida.....	110

Índice de tabelas

Tabela 1 - Vantagens e desvantagens das configurações do escoamento cruzado e contracorrente [Stanford III, 2003].....	31
Tabela 2 – Temperaturas de entrada e saídas obtidas da água arrefecida e do ar no Verão.....	75
Tabela 3 - Caudais mássicos e volúmicos obtidos da água arrefecida, ar e água de atomização no Verão.	75
Tabela 4 - Coeficientes de transferência de calor obtidos da água arrefecida, água de atomização e do ar no Verão.	76
Tabela 5 - Coeficiente global de transferência de calor obtido e respectivo erro cometido nos cálculos no Verão.	76
Tabela 6 - Eficiência térmica da torre no Verão.....	77
Tabela 7 – Valores obtidos quanto ao número de colunas e número de tubos total da serpentina.....	77
Tabela 8 - Valores obtidos para a área exterior, interior e de passagem do ar da serpentina...	78
Tabela 9 - Valores obtidos do afastamento entre tubos da serpentina.....	78
Tabela 10 - Valores obtidos das dimensões da serpentina.	78
Tabela 11 – Temperaturas da água arrefecida e do ar no Inverno, com funcionamento da serpentina molhada e a seco para os diferentes caudais de água arrefecida.....	79
Tabela 12 – Caudais mássicos e volúmicos obtidos da água arrefecida, água de atomização e ar no Inverno para o funcionamento da serpentina molhada e a seco com um maior e menor caudal de água arrefecida.	80
Tabela 13 - Coeficientes de transferência de calor obtidos no Inverno para o funcionamento da serpentina molhada com maior caudal de água arrefecida.	81
Tabela 14 - Coeficientes de transferência de calor obtidos no Inverno para o funcionamento da serpentina molhada com menor caudal de água arrefecida.	81
Tabela 15 – Coeficientes de transferência de calor no Inverno para o funcionamento da serpentina seca com menor caudal de água arrefecida.....	81
Tabela 16 – Coeficiente global de transferência de calor obtido e respectivo erro cometido nos cálculos no Inverno para o funcionamento da serpentina molhada com maior caudal de água arrefecida.	82
Tabela 17 - Coeficiente global de transferência de calor obtido e respectivo erro cometido nos cálculos no Inverno para o funcionamento da serpentina molhada com menor caudal de água arrefecida.	82
Tabela 18 - Coeficiente global de transferência de calor obtido e respectivo erro cometido nos cálculos no Inverno para o funcionamento da serpentina seca com menor caudal de água arrefecida.	82
Tabela 19 - Eficiência térmica da torre no Inverno.....	83
Tabela 20 – Temperaturas da água e do ar na Primavera, com funcionamento da serpentina molhada e a seco para os diferentes caudais de água arrefecida.	84

Tabela 21 - Caudais mássicos e volúmicos obtidos da água arrefecida, água de atomização e ar no Inverno para o funcionamento da serpentina molhada e a seco com maior e menor caudal de água arrefecida.....	85
Tabela 22 - Coeficientes de transferência de calor obtidos na Primavera para o funcionamento da serpentina molhada com maior caudal de água arrefecida.....	85
Tabela 23 - Coeficientes de transferência de calor obtidos na Primavera para o funcionamento da serpentina molhada com menor caudal de água arrefecida.....	86
Tabela 24 - Coeficientes de transferência de calor obtidos na Primavera para o funcionamento da serpentina seca com menor caudal de água arrefecida.....	86
Tabela 25 - Coeficiente global de transferência de calor (U) obtido e respectivo erro cometido nos cálculos na Primavera para o funcionamento da serpentina molhada com maior caudal de água arrefecida.....	87
Tabela 26 - Coeficiente global de transferência de calor obtido e respectivo erro cometido nos cálculos na Primavera para o funcionamento da serpentina molhada com menor caudal de água arrefecida.....	87
Tabela 27 - Coeficiente global de transferência de calor obtido e respectivo erro cometido nos cálculos na Primavera para o funcionamento da serpentina seca com menor caudal de água arrefecida.....	87
Tabela 28 - Eficiência térmica da torre na Primavera.....	88
Tabela 29 – Valores obtidos do tamanho da serpentina e valores do tamanho da serpentina do catálogo comercial consultado.....	89
Tabela 30 - Valores obtidos das potências eléctricas de ventilação e bombagem para as três estações analisadas para funcionamento da serpentina molhada com maior caudal de água arrefecida.....	99
Tabela 31 - Valores obtidos das potências eléctricas de ventilação e bombagem no Inverno e Primavera para o funcionamento da serpentina molhada com maior e menor caudal de água arrefecida.....	100
Tabela 32 - Valores obtidos das potências eléctricas de ventilação e bombagem no Inverno e Primavera para funcionamento da serpentina molhada e seca com menor caudal de água arrefecida.....	101
Tabela 33 – Valores obtidos dos coeficientes de transferência de calor da água para as três estações analisadas para o funcionamento da serpentina molhada com maior caudal arrefecida.....	105
Tabela 34 - Valores obtidos dos coeficientes de transferência de calor da água no Inverno e Primavera para funcionamento da serpentina molhada com maior e menor caudal arrefecida.....	105
Tabela 35 - Valores obtidos dos coeficientes de transferência de calor da água no Inverno e Primavera para o funcionamento da serpentina molhada e seca com menor caudal arrefecida.....	106
Tabela 36 – Valores obtidos dos coeficientes de transferência de calor do filme de água de atomização para as três estações do ano analisadas.....	106

Tabela 37 - Valores obtidos dos coeficientes de transferência de calor do ar para as três estações analisadas para funcionamento da serpentina molhada com maior caudal de água arrefecida.	106
Tabela 38 - Valores obtidos dos coeficientes de transferência de calor do ar no Inverno e Primavera para funcionamento da serpentina molhada com maior e menor caudal de água arrefecida.	107
Tabela 39 - Valores obtidos dos coeficientes de transferência de calor do ar para o Inverno e Primavera para funcionamento da serpentina molhada e seca com menor caudal de água arrefecida.	107
Tabela 40 - Quadro com o resumo dos vários valores obtidos paras as três estações do ano analisadas.	111

Projecto de uma torre de arrefecimento de 3 MW de potência térmica

Nomenclatura

Símbolo	Descrição	Unidade
A_e	Área exterior dos tubos da serpentina	[m ²]
A_i	Área interior dos tubos da serpentina	[m ²]
A_l	Espaçamento entre os tubos da serpentina	[m]
A_p	Área de passagem do ar entre os tubos da serpentina	[m ²]
\dot{C}_{min}	Rácio de capacidade	[W/K]
c_{pa}	Calor específico do ar	[kJ/(kg.K)]
c_{psat}	Calor específico de saturação do ar	[kJ/(kg.K)]
c_{pw}	Calor específico da água	[kJ/(kg.K)]
d_e	Diâmetro exterior dos tubos da serpentina	[m]
d_i	Diâmetro interior dos tubos da serpentina	[m]
e	Espessura dos tubos da serpentina	[m]
f	Factor de fricção	[-]
f'	Factor de atrito	[-]
\dot{G}_a	Fluxo mássico de ar baseado numa área mínima	[kg/(m ² .s)]
\dot{G}_{atom}	Caudal mássico de água de atomização por unidade de largura de serpentina	[kg/(m.s)]
H_{serp}	Altura da serpentina	[m]
H_{torre}	Altura da torre	[m]
h_{ai}	Entalpia do ar húmido de entrada	[kJ/kg]
h_{ao}	Entalpia do ar húmido de saída	[kJ/kg]
h_{int}	Entalpia do ar húmido intermédia	[kJ/kg]
h_{LVi}	Calor latente de vaporização da água à entrada	[kJ/kg]
h_{LVo}	Calor latente de vaporização da água à saída	[kJ/kg]
h_c^a	Coefficiente de transferência de calor do ar	[W/(m ² .K)]
h_c^{filme}	Coefficiente de transferência de calor entre a parede exterior do tubo e água de atomização	[W/(m ² .K)]
h_c^w	Coefficiente de transferência de calor da água no interior dos tubos	[W/(m ² .K)]
h_m	Coefficiente de transferência de massa	[kg/(m ² .s)]
L_{tubos}	Comprimento dos tubos da serpentina	[m]
L_{serp}	Comprimento da serpentina	[m]
L_{torre}	Comprimento da torre	[m]
\dot{m}_a	Caudal mássico de ar	[kg/s]
\dot{m}_{atom}	Caudal mássico da água de atomização	[kg/s]

\dot{m}_w	Caudal mássico da água no interior dos tubos da serpentina	[kg/s]
N_C	Número de colunas da serpentina	[-]
N_T	Número de toalhas da serpentina	[-]
N_{tubos}	Número de tubos da serpentina	[-]
$\overline{Nu_D}$	Número de Nusselt	[-]
p	Pressão atmosférica	[Pa]
p_{vsi}	Pressão de vapor saturado à entrada	[Pa]
p_{vso}	Pressão de vapor saturado à saída	[Pa]
p_{vs}^*	Pressão de vapor saturado (via equação de Bolton)	[Pa]
Pr_{ma}	Número de Prandtl médio do ar	[-]
Pr_{mw}	Número de Prandtl médio da água de arrefecimento	[-]
\dot{Q}	Potência térmica transferida na torre	[KW]
\dot{Q}_{lat}	Calor latente transferido na torre	[kJ/kg]
\dot{Q}_{max}	Potência térmica máxima possível transferida na torre	[KW]
\dot{Q}_{sens}	Calor sensível transferido na torre	[kJ/kg]
Re_i	Número de Reynolds para o escoamento da água no interior dos tubos da serpentina	[-]
$Re_{D,max}$	Número de Reynolds máximo para o escoamento de ar	[-]
r_e	Raio exterior dos tubos da serpentina	[m]
r_i	Raio interior dos tubos da serpentina	[m]
R_s	Resistência de sujamento no interior dos tubos da serpentina	[(m ² .K)/W]
S_T	Passo transversal entre os centros de cada tubo da serpentina	[m]
S_L	Passo longitudinal entre os centros de cada tubo da serpentina	[m]
T_{ai}	Temperatura do bolbo seco do ar de entrada	[°C]
T_{ao}	Temperatura do bolbo seco do ar de saída	[°C]
T'_{ai}	Temperatura do bolbo húmido do ar de entrada	[°C]
T'_{ao}	Temperatura do bolbo húmido do ar de saída	[°C]
T_{ma}	Temperatura média do ar entre a entrada e saída da torre	[°C]
T_{mw}	Temperatura média da água no interior dos tubos da serpentina	[°C]
T_{vap}	Temperatura do vapor de escape da turbina	[°C]
U	Coefficiente global de transferência de calor	[W/(m ² .K)]
V_{aprox}	Velocidade de aproximação ou superficial do ar	[m/s]
V_i	Velocidade intersticial do ar	[m/s]
V_w	Velocidade da água no interior dos tubos	[m/s]

\dot{V}_a	Caudal volúmico do ar	[m ³ /s]
$V_{ol_{serp}}$	Volume da serpentina	[m ³]
X_{serp}	Profundidade da serpentina	[m]
X_{torre}	Profundidade da torre	[m]
\dot{W}_e	Potência eléctrica	[kW]

Símbolos do alfabeto grego

Símbolo	Descrição	Unidade
ΔT_{LM}	Temperatura média logarítmica	[°C]
ΔP_{bomb}	Aumento da pressão da água de atomização	[Pa]
ΔP_{vent}	Queda da pressão do ar ao longo dos tubos da serpentina	[Pa]
ε	Eficiência térmica da torre	[-]
η	Rendimento	[-]
λ	Condutividade térmica	[W/(m.K)]
μ	Viscosidade dinâmica	[kg/(m.s)]
ν	Viscosidade cinemática	[m ² .s]
ρ	Massa volúmica	[kg/m ³]
ϕ	Humidade relativa	[-]
χ	Factor de Correção	[-]
ω	Humidade absoluta	[kg _w /kg _a]

Capítulo 1

1. Enquadramento

Actualmente os efeitos combinados do crescimento populacional e da expansão das actividades agrícolas, comerciais e industriais vêm impondo a procura crescente, tanto de energia eléctrica como de água [Al-Waked e Behnia, 2005], água que sendo, como se sabe, um bem abundante na Terra, se vem tornando cada vez mais escassa, devido à forma pouco racional como muitas vezes é utilizada. Impõe-se, por isso, cada vez com maior urgência, a necessidade da sua preservação através de um seu melhor e mais eficiente uso.

De uma maneira geral, os equipamentos e processos industriais, bem como aqueles que são dedicados ao conforto e bem-estar do Homem, geram grandes quantidades de calor que têm de ser dissipadas, sob pena de esses equipamentos e processos deixarem de operar de forma eficiente. Dependendo do processo, este calor nem sempre pode ser totalmente recuperado ou reutilizado mas terá de ser removido por processos de arrefecimento [IPPC, 2001].

Acontece, porém, que a descarga de águas de arrefecimento a altas temperaturas por parte de indústrias como a eléctrica, a da celulose, a química, petroquímica e outras, para locais como ribeiras, rios e lagos pode conduzir a alterações dramáticas na estrutura e na vida dos ecossistemas aí existentes.

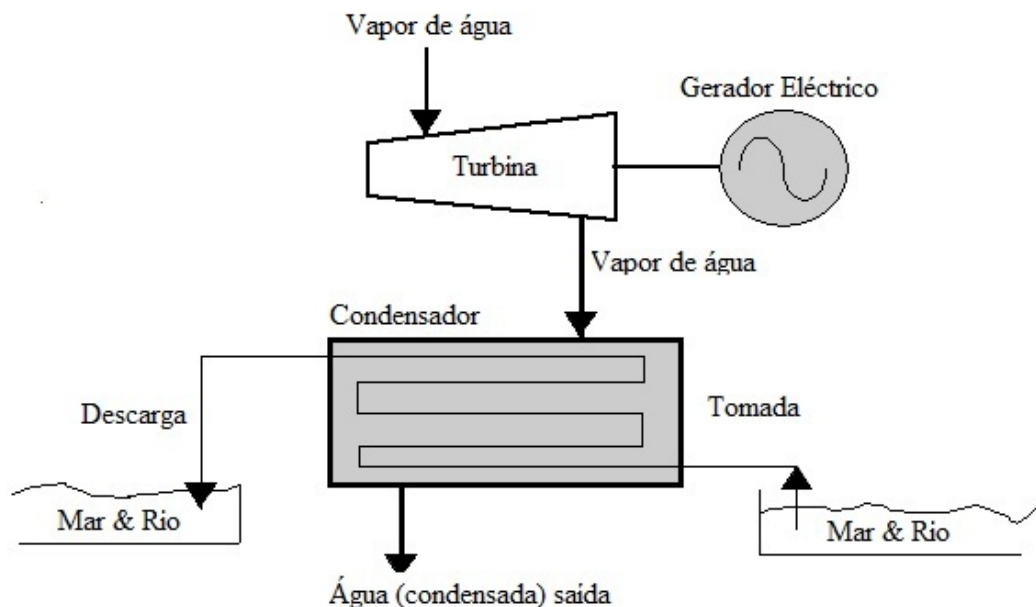


Figura 1 – Ciclo de arrefecimento aberto [www.emt-india.net]

Assim sendo, é preciso que essas águas sejam arrefecidas, e nesse arrefecimento é utilizada, normalmente, água, sendo que a água assim utilizada nesse processo de arrefecimento tanto pode ser eliminada “deitada fora” após o uso e reposta por água de uma dada fonte, como arrefecida e novamente reposta em circulação.

O arrefecimento da água pode ser feito de várias maneiras. Utilizam-se por vezes tanques de arrefecimento. Este processo não é, porém, normalmente, satisfatório, pois não permitem um controlo adequado das temperaturas de arrefecimento. No estado actual do desenvolvimento tecnológico, considera-se que o equipamento de arrefecimento de água mais eficiente e, também, por isso, o mais comum, é a torre de arrefecimento.

O arrefecimento por torres de arrefecimento pode ser realizado em ciclos abertos ou fechados, isto é, ao se utilizar os ciclos abertos, isto irá permitir remover o calor da água de circulação (vapor), proveniente da turbina e que circula no condensador, sendo que na torre esse calor irá ser dissipado pela água de arrefecimento, que posteriormente será descarregada para lagos, rios e ou mar. Quanto ao arrefecimento por ciclo fechado, trata-se de realizar a mesma tarefa mas a descarga da água de arrefecimento em vez de ser realizada para o ambiente será neste caso feita novamente para o condensador, onde se irá remover novamente o calor da água de circulação.

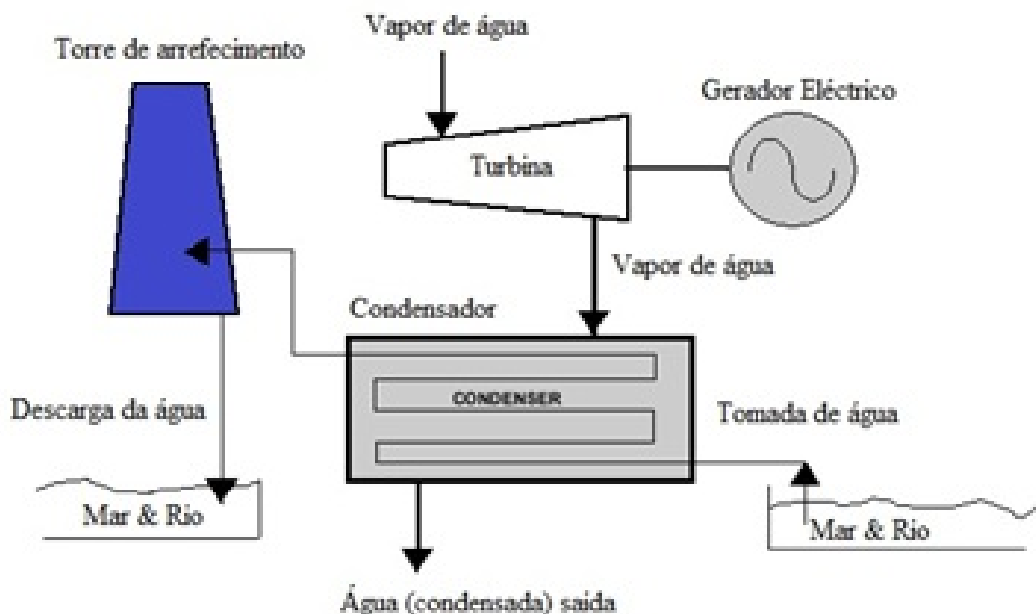


Figura 2 - Ciclo aberto com torre de arrefecimento [www.emt-india.net].

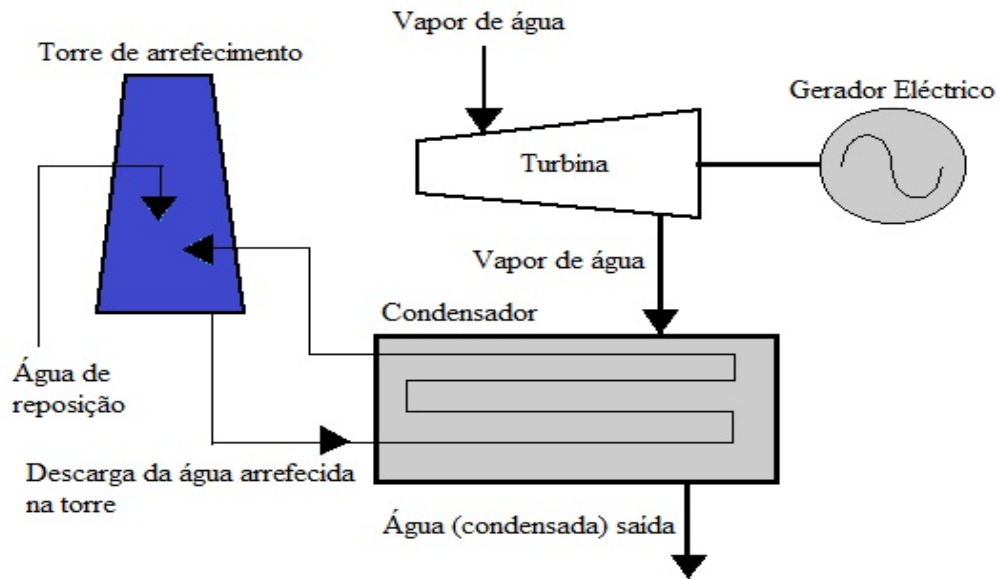


Figura 3 - Ciclo fechado com torre de arrefecimento [www.emt-india.net].

Considera-se, por vezes, que a utilização de água da rede pública no arrefecimento da água de circulação industrial, é preferível à instalação de um sistema de recirculação de água de arrefecimento, seja por razões de falta de espaço, seja em virtude da crença de que esse processo sai mais barato do que a instalação e manutenção de uma torre de arrefecimento.

Sabe-se, porém, que essa é uma crença errada, e está hoje amplamente provado que os custos de instalação, utilização e manutenção de uma torre de arrefecimento, são inferiores ao custo total anual da água da rede pública gasta nesse processo [Stanford e Hill, 1972].

A instalação de torres de arrefecimento é, por isso, uma alternativa importante, tanto do ponto de vista dos seus benefícios em termos ambientais, dada grande redução em termos de gastos de água que proporciona, e isso tendo em conta que as questões ecológicas estão na linha da frente das preocupações nas altas esferas da política nacional e internacional, como ainda do ponto de vista financeiro.

Faz, por isso, todo o sentido que se incremente a instalação deste tipo de equipamentos de arrefecimento, bem como ainda, que se estude, que se investigue e se aperfeiçoe a tecnologia neles utilizada.

1.1 História das torres de arrefecimento

Decorridos aproximadamente 120 anos desde o aparecimento das primeiras torres de arrefecimento, estas representam hoje em dia um papel fundamental na maioria dos processos industriais.

Como foi referido anteriormente, inicialmente, existiam os sistemas de arrefecimento aberto, em que a água de arrefecimento proveniente de rios e lagos era aquecida no condensador e enviada de volta para estes sorvedouros térmicos. Com a necessidade de reduzir os consumos de água surgiram os sistemas fechados, o que levou ao aparecimento das torres de arrefecimento evaporativas (*Wet Cooling Towers*) e pouco tempo depois ao aparecimento das torres de arrefecimento secas (*Dry Cooling Towers*) e mais tarde as torres de arrefecimento híbridas (*Wet-Dry Cooling Towers*).

Quanto ao ano do aparecimento da primeira torre de arrefecimento, este aspecto é contraditório, enquanto alguns especialistas defendem que foi George Stocker que em 1898, criou a primeira torre de arrefecimento do tipo atmosférico que consistia simplesmente numa torre de madeira, com paredes em persiana de madeira construídas a volta de um tanque de atomização [Stanford III, 2003], outros defendem que foi o engenheiro alemão Hans-Joachim Blacke que em 1894, que construiu uma torre do tipo atmosférica com cerca de 12 metros de altura, feita para a empresa Elektrizitäts AG de Nuremberga [www.spxcooling.com].

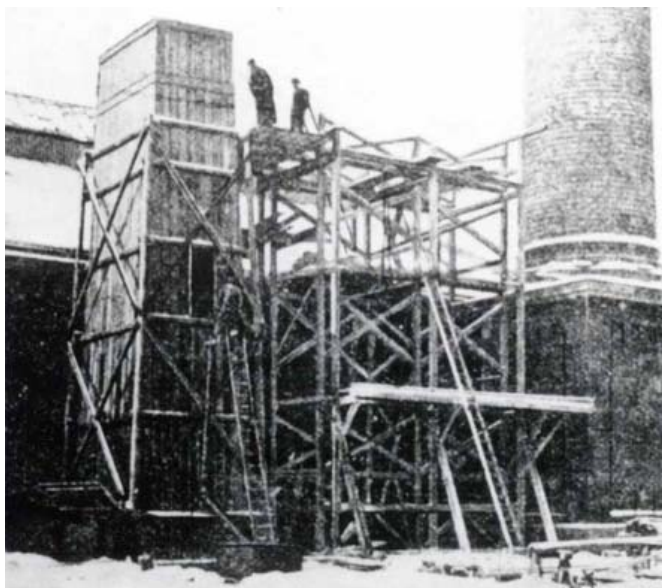


Figura 4 - Primeira torre de arrefecimento a ser construída para a empresa Elektrizitäts AG de Nuremberga [www.spxcooling.com].

Posteriormente ao aparecimento das torres de arrefecimento evaporativas do tipo atmosférico apareceram as torres de arrefecimento do tipo hiperbólico. Estas torres, que, como as atmosféricas, são de tiragem do ar de forma natural, encontram-se implantadas em grandes centrais térmicas.

Na década de 30, do século XX, aparecem as primeiras torres de arrefecimento evaporativas com tiragem do ar de forma mecânica forçada e induzida, sendo que a popularidade das torres de tiragem do ar de forma natural (atmosféricas) declinou, após a segunda guerra mundial. Contudo as torres hiperbólicas continuaram o seu crescimento e evolução à medida que a demanda por energia eléctrica aumentava.

Quanto ao aparecimento das torres de arrefecimento secas e híbridas, o primeiro aparecimento destas foi na década de 70 e 80, do século passado, respectivamente.

1.2 Diferentes tipos de torres de arrefecimento

As torres de arrefecimento como foi referido no enquadramento têm uma importância fundamental em muitas indústrias como a eléctrica, a celulose, a química e a petroquímica, pois permitem o arrefecimento da água de circulação dessas indústrias.

Para que ocorra este arrefecimento é necessário remover o calor produzido por estes processos, sendo que este calor não recuperável pode ser denominado de calor residual e terá de ser transferido para o ambiente, uma vez que este funciona como um dissipador. Dependendo do processo industrial, fontes de calor residual existem e em diferentes níveis: elevada (acima de 60°C), média (25 - 60°C) e baixa (10 - 25°C), sendo possível encontrar diferentes níveis numa mesma área de produção, dependendo do tipo de processos [IPPC, 2001].

A quantidade de calor a dissipar é um factor importante aquando da selecção de um sistema de arrefecimento. Assim e uma vez que a quantidade de calor a rejeitar seja definida, deve-se fazer uma selecção apropriada do sistema de arrefecimento a utilizar [IPPC, 2001].

Actualmente, e de acordo com o método de transferência de calor utilizado no processo de arrefecimento, ou seja, na remoção do calor residual, existem basicamente três tipos de torres de arrefecimento:

- Torres de Arrefecimento Evaporativas (*Wet Cooling Towers*);
- Torres de Arrefecimento Híbridas (*Wet-Dry Cooling Towers*);
- Torres de Arrefecimento Secas (*Dry Cooling Towers*).

Quanto mais baixo for o calor residual mais difícil se torna o arrefecimento através de sistemas de ar seco. Este tipo de arrefecimento é mais utilizado para temperaturas de trabalho acima dos 60°C.

Em processos industriais em que a quantidade de calor a dissipar para a atmosfera é baixa (10 - 25°C), utilizam-se torres de arrefecimento evaporativas [IPPC, 2001].

Contudo é de referir que estes diferenciais de temperaturas de arrefecimento não devem ser fixos, ou seja, estes valores podem variar, dependendo largamente do local onde a torre vai ser instalada (clima e temperatura da água de circulação) e da aplicação que o sistema de arrefecimento irá ter [IPPC, 2001].

As torres de arrefecimento podem ainda ser classificadas de diversas maneiras, em função de critérios como o escoamento de ar-água, o tipo de tiragem do ar, o formato e o tipo de enchimento.

1.3 Torres de arrefecimento evaporativas

As torres do tipo evaporativo foram inicialmente criadas como condensadores de contacto directo. Elas surgiram como resultado de tentativas de criar sistemas de arrefecimento que ocupassem pequenas áreas [Pokhodyaev et al, 2008].

O princípio de funcionamento destas torres consiste em atomizar a água quente – a água de arrefecimento aquecida no condensador de uma instalação a vapor de água e que circula em circuito fechado por toda a área (enchimento) da torre – por meio de atomizadores.

O contacto directo do ar ambiente com a água faz com que parte desta se evapore. Ora, o calor assim cedido pela água ao ar, através da sua evaporação, faz com que a temperatura deste aumente e, ao mesmo tempo, aumente também a sua humidade relativa, levando dessa forma, ao abaixamento da temperatura da água para um limite perto da temperatura do bolbo húmido do ar. A temperatura de saída da água irá situar-se, de facto, entre a temperatura mínima do ar, ou seja, a do bolbo húmido (limite mínimo ideal) e a temperatura máxima do ar, ou seja, a temperatura do bolbo seco.

Para compensar a fracção de água que evapora para o ar atmosférico, é adicionada ao tanque de água de atomização, situado no fundo da torre, uma quantidade igual de água, a água de reposição. Existem também outras causas para perdas de água, nomeadamente fugas de água, água arrastada pelo ar e pelas purgas que são necessárias efectuar para baixar as concentrações de sais.

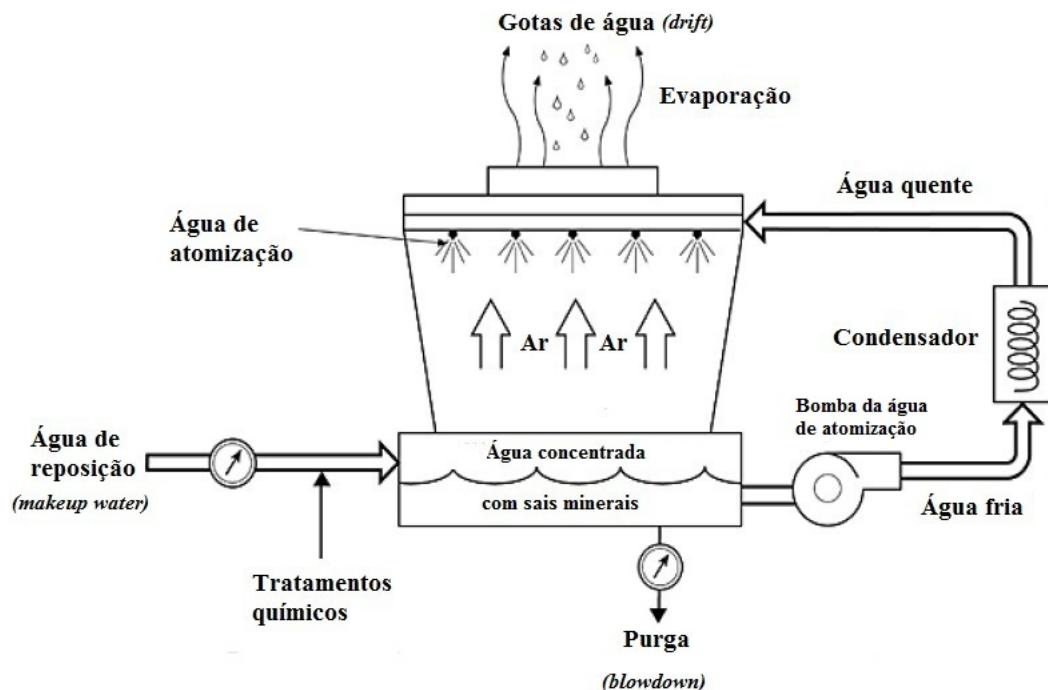


Figura 5 - Esquema de um sistema de arrefecimento evaporativo (contacto directo) [Energy Efficiency Guide for Industry in Asia, 2004].

Devido ao contacto directo entre a água de arrefecimento e o ar este tipo de torres tem a designação de torres de arrefecimento evaporativas de contacto directo.

Existe também um modelo no qual o arrefecimento se faz pelo contacto indirecto ar-água, tendo o nome de torres de arrefecimento de circuito indirecto ou condensadores evaporativos caso ocorra a condensação da água de circulação (vapor).

Neste caso existem três escoamentos diferentes. Um escoamento dentro dos tubos (serpentina) onde circula o fluido que se deseja arrefecer, o ar que flui no sentido ascendente e a água de atomização que circula em circuito fechado dentro da torre de arrefecimento, molhando exteriormente a serpentina [Facão, 1999].

O funcionamento deste tipo de torres é idêntico ao das torres de contacto directo com a diferença de que o fluido a arrefecer circula dentro de tubos. A água de arrefecimento (atomização) existente no tanque é bombeada até ao topo da torre onde é atomizada sobre a serpentina. Durante o processo de arrefecimento, a água atomizada recebe calor proveniente do fluido que circula dentro dos tubos, trocando-o com o ar por convecção e evaporação.

A grande desvantagem deste tipo de contacto quando comparado com as torres de circuito aberto é que necessitam de uma maior área de transferência de calor para se conseguir a mesma transferência de calor que uma de circuito aberto, o que resulta numa aumento do seu tamanho e custo [Stabat e Marchio, 2003].

Contudo, estas torres têm a vantagem de impedir o contacto entre a água que circula no interior dos tubos da serpentina e o ar atmosférico, o que permite a utilização de outros fluidos para além da água e evita a contaminação deste. Outra vantagem deste tipo de torres é que conduz a consumos de água inferiores aos das torres de contacto directo, bem como, em períodos mais frios, permite o funcionamento apenas como permutador monofásico, isto é, sem água de atomização [Facão, 1999].

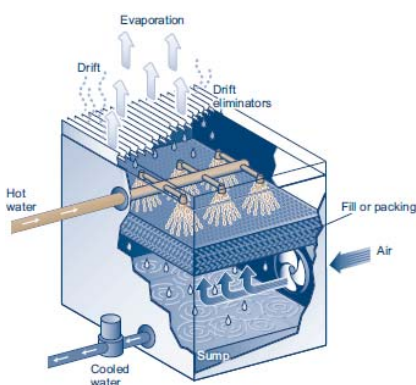


Figura 6 - Torre de arrefecimento evaporativa de contacto directo [Guidelines for Managing Water in Cooling Systems, 2008].

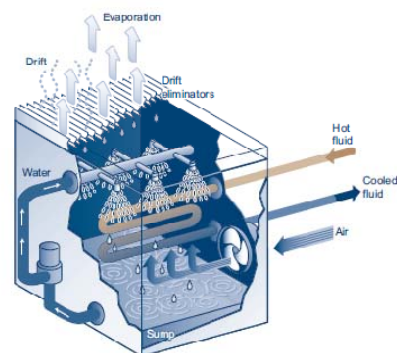


Figura 7 - Torre de arrefecimento evaporativa de contacto indirecto [Guidelines for Managing Water in Cooling System, 2008].

1.3.1 Componentes das torres de arrefecimento

Antes da abordagem dos vários tipos de torres de arrefecimento, é conveniente que se refiram os diferentes componentes que se podem encontrar nessas torres bem como as respectivas funções. Deve ter-se em atenção que nem todos os tipos de torres de arrefecimento comportam todos os componentes aqui descritos.

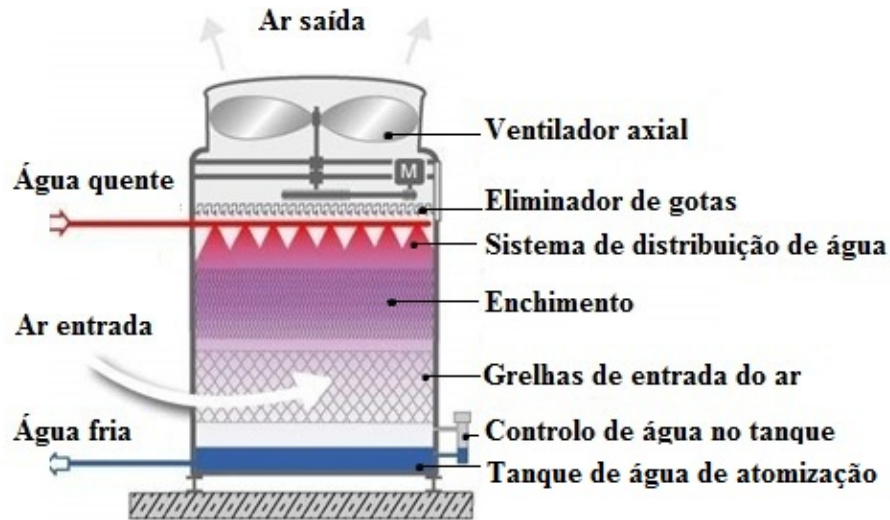


Figura 8 - Componentes de uma torre de arrefecimento evaporativa de contacto directo [www.armacan.com].

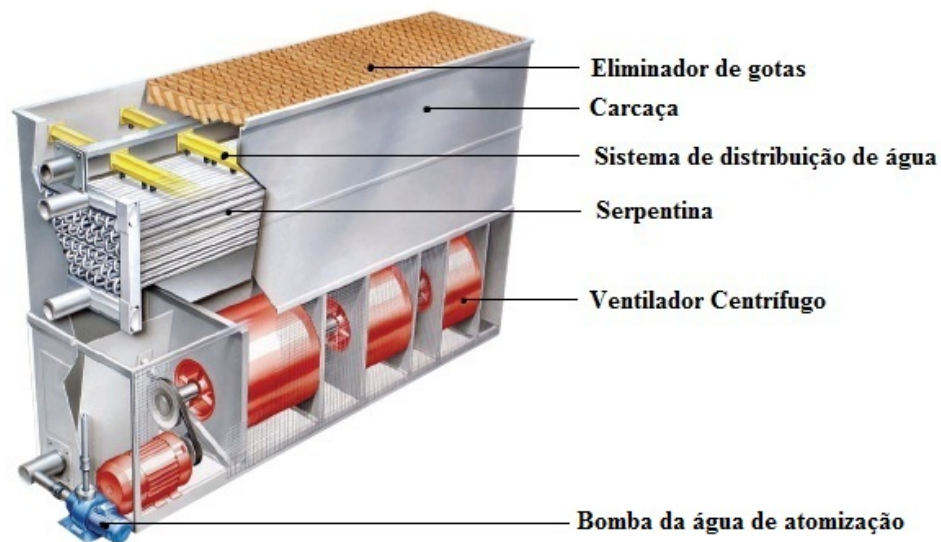


Figura 9 - Componentes de uma torre de arrefecimento evaporativa de contacto indirecto [www.spxcooling.com].

1.3.1.1 Carcaça

É a estrutura que confina a água na torre, deve ser capaz de suportar, não somente o peso dos componentes básicos, como o equipamento mecânico, ventilador, enchimento, eliminador de gotas, grelhas, sistema de distribuição de água, como também o peso da água, cargas de vento e eventualmente cargas sísmicas. Deve ser estanque e resistente à corrosão e ter propriedade retardadoras de fogo.



Figura 10 - Carcaça de uma torre de arrefecimento [www.coolingtowers-bg.com].

1.3.1.2 Sistema de distribuição de água

Para que tenha lugar a máxima de transferência de calor, a água ao entrar na torre deve ser espalhada uniformemente sobre o enchimento. É para atingir esse objectivo que se usa o sistema de distribuição de água. Existe uma grande variedade de sistemas de distribuição de água, dependendo a escolha do tipo de escoamento ar-água da torre. Caso o escoamento seja do tipo contra-corrente, utilizam-se atomizadores pressurizados. Tratando-se de escoamento cruzado, são usados atomizadores por gravidade.

1.3.1.3 Enchimento

O enchimento (*fill*) é uma das partes mais importantes da torre de arrefecimento pois é aí que ocorre o arrefecimento da água. Tem como objectivo acelerar a dissipação de calor na torre, aumentando a área e o tempo de contacto entre o ar e a água. Convém referir que o enchimento é encontrado nas torres de arrefecimento evaporativas de contacto directo e não nas de contacto indirecto, uma vez que nestas são utilizadas serpentinas.

O enchimento de uma torre deve ser de baixo custo e de fácil manutenção, devendo ainda promover uma quantidade adequada de transferência de calor, apresentar baixa resistência ao escoamento de ar e manter uma distribuição uniforme de água e do ar durante a sua operação [OMNI, 1999].

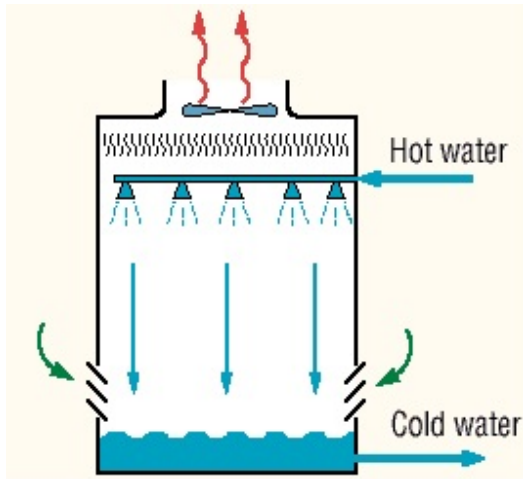


Figura 12 - Torre de arrefecimento evaporativa de contacto directo sem enchimento [www.geo4va.vt.edu].

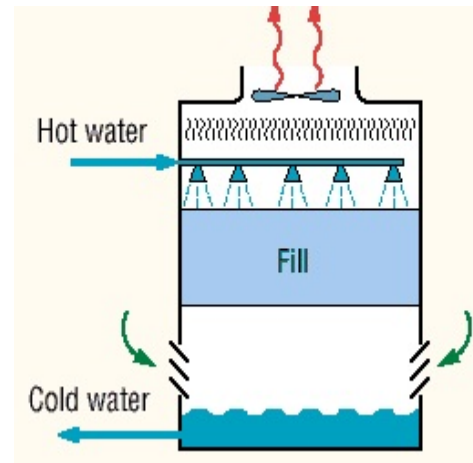


Figura 11 - Torre de arrefecimento evaporativa de contacto directo com enchimento [www.geo4va.vt.edu].

Existem dois tipos de enchimentos, definidos de acordo com a maneira como produzem a superfície de água:

- Enchimentos do tipo respingo
- Enchimentos do tipo filme

1.3.1.3.1 Enchimentos do tipo respingo

O enchimento do tipo respingo foi o primeiro a aparecer (anos 40) [Stanford III, 2003], e como o nome indica, consiste em fazer a água respingar por uma série de barras individuais, formando deste modo uma cascata de gotas de água cada vez menores, permitindo assim aumentar a área de contacto ar-água. Este tipo de enchimentos é usado quase que exclusivamente em torres industriais. [OMNI, 1999].

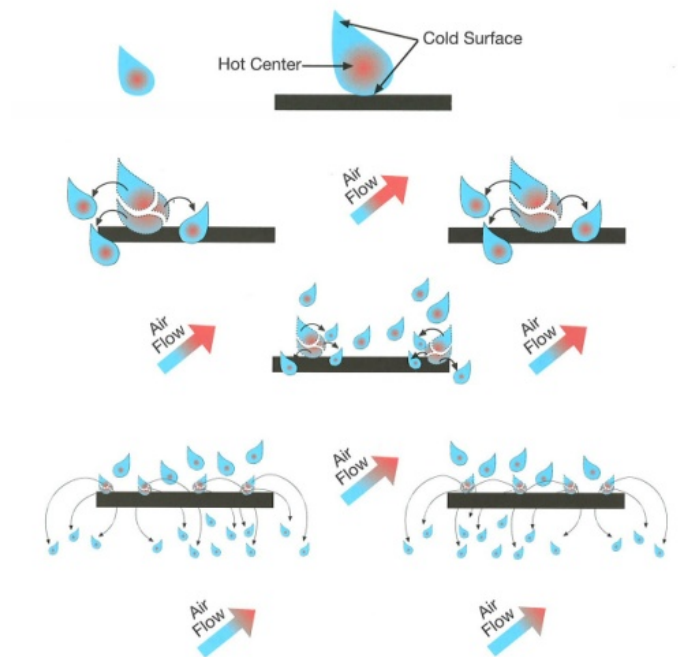


Figura 13 – Esquema do funcionamento de um enchimento do tipo respingo [www.amertechtower.com].

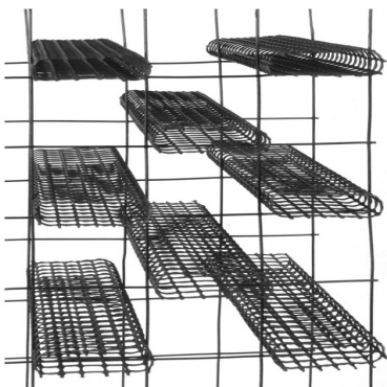


Figura 14 – Enchimento do tipo respingo com formato rectangular [www.towercomponentsinc.com].



Figura 15 - Enchimento do tipo respingo com formato triangular [www.geadobrasil.com.br].

Este sistema, caracterizado por pequenas perdas de pressão do ar não tem tendência ao entupimento. É, no entanto, muito sensível no que diz respeito ao suporte, uma vez que as barras têm que permanecer sempre horizontais. Este enchimento requer contudo um grande volume de água, facto que, muitas vezes, se traduz em torres de elevada dimensão. Por outro lado, devido a formação de pequenas gotas, corre-se o risco de a água ser levada pelo ar, o que resulta em maiores consumos de água de reposição. Torna-se por isso necessário, não apenas ter escoamentos de ar baixos, como ainda possuir eliminadores de gotas.

Foi devido a estes problemas que surgiu o enchimento tipo filme [Stanford & hill, 1972].

1.3.1.3.2 Enchimentos do tipo filme

O enchimento do tipo filme apareceu na década de 1960 e criou um novo conceito no projecto das torres de arrefecimento. Em vez de separar a água em gotas cada vez menores, este enchimento faz com que água se espalhe num fino filme, que flui sobre grandes áreas verticais, promovendo deste modo uma máxima exposição ao ar. Esta configuração tem uma baixa resistência ao escoamento de ar e a queda de pressão do ar é baixa. [Stanford III, 2003].

Este tipo de enchimento é mais indicado para unidades compactas ou pequenas torres comerciais [OMNI, 1999]. Tem a capacidade de promover um arrefecimento mais eficiente dentro do mesmo espaço, mas é extremamente sensível a uma fraca distribuição de água e ar [SPX, 2009]. Com este processo conseguem-se ter velocidades de arrefecimento mais elevadas e, para além disso, a dimensão da torre é menor. Deve-se, no entanto, evitar as situações em que a água de arrefecimento esteja contaminada, de modo a evitar entupimentos [SPX, 2009].

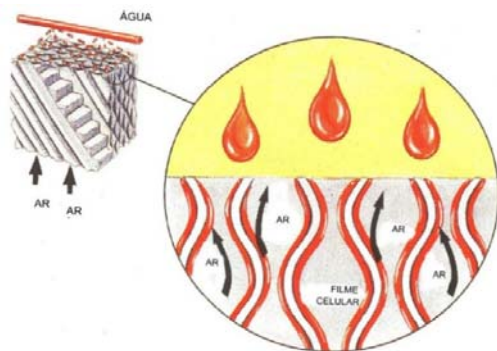


Figura 16 - Esquema de funcionamento de um enchimento do tipo filme [www.seeds.usp.br].

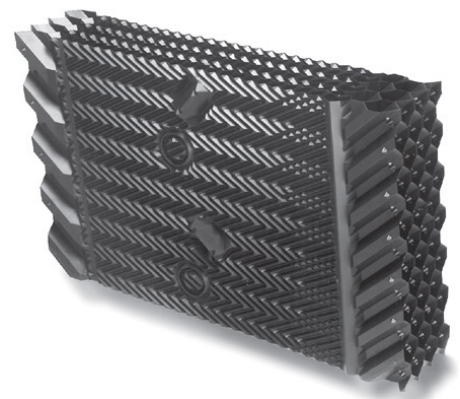


Figura 17 – Enchimento do tipo filme [spxcooling.com].

1.3.1.4 Eliminador de gotas

Estes dispositivos, posicionados perto ou na saída do ar, têm como objectivo impedir que gotas de água sejam arrastadas para o exterior da torre pelo escoamento de ar. O seu funcionamento baseia-se na mudança de direcção do escoamento do ar. A força centrífuga resultante, separa as gotas de água do ar, depositando-as na superfície do eliminador. Esta água acumulada forma um filme na superfície do eliminador que escorre de volta ao tanque de água de atomização.

Caso não existam os eliminadores de gotas as perdas por evaporação podem ser da ordem dos 2-3% do total da água de arrefecimento. Apesar de estes valores parecerem pequenos em percentagem, são necessários para manterem o interior da torre molhado, evitando deste modo problemas de corrosão, bem como permitem diminuir o consumo de água de reposição, que pode torna-se significativo caso estes dispositivos não sejam instalados.

Contudo a eliminação total das gotas de água no ar não é possível, mas caso os eliminadores estejam bem projectados conseguem-se perdas de água inferiores a 0,02% da água de arrefecimento. Mas graças ao desenvolvimento tecnológico e à produção do PVC, os fabricantes deste material conseguiram melhorar a sua concepção. Como resultado as perdas de água por evaporação podem ser inferiores a 0,003-0,001% [Energy Efficiency Guide for Industry in Asia,2004].

Os eliminadores de gotas podem ser classificados como de passo simples, dois, ou três passos, consoante o número de mudanças de direcção do escoamento de ar que provocam. Geralmente, quanto maior for o número de passos, maior será a perda de pressão do ar e, portanto, maior será, também, a sua eficiência. Nas torres de escoamento contra-corrente, estes dispositivos são colocados em cima, na zona de saída do ar após o enchimento. Por sua vez, nas torres de escoamento cruzado, os mesmos dispositivos são colocados de lado. Mas os eliminadores de gotas têm ainda uma função secundária que é a uniformização do escoamento de ar através do enchimento da torre. Este provoca uma resistência à passagem do ar o que ocasiona uma pressão uniforme no espaço entre o eliminador e o ventilador. Esta uniformização da pressão produz um escoamento de ar igualmente uniforme através do enchimento da torre.

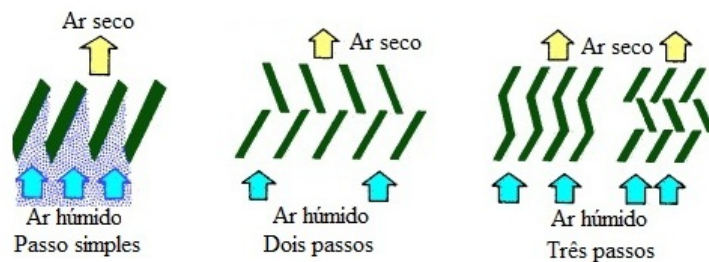


Figura 18 – Passos de um eliminador de gotas [www.me.psu.ac.th].

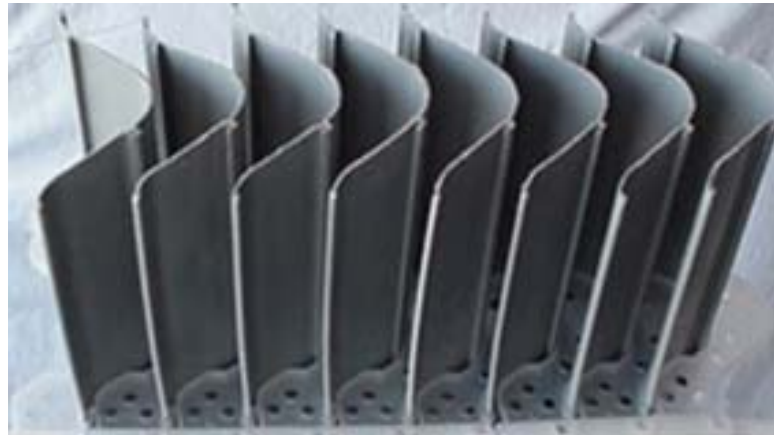


Figura 19 – Eliminador de gotas [www.towertechindia.com].

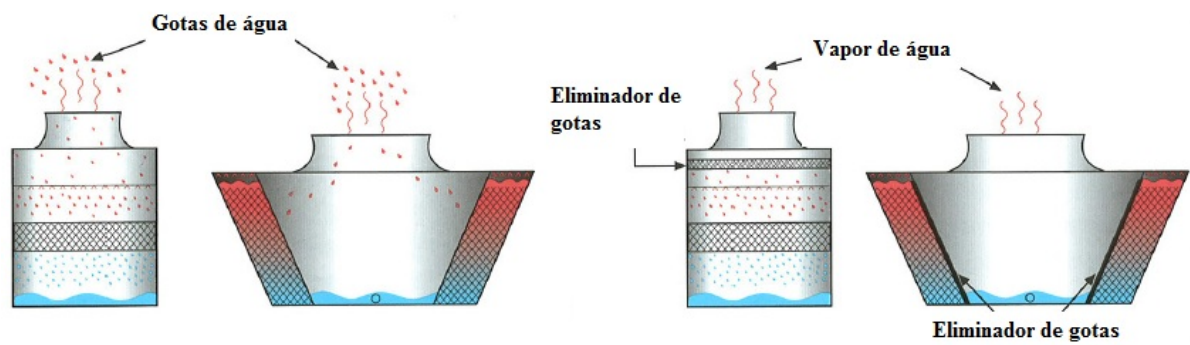


Figura 20 - Torres de arrefecimento de escoamento contra-corrente e cruzado sem e com eliminador de gotas [www.amertechtower.com].

1.3.1.5 Grelhas

As grelhas tem como objectivo reter a água de arrefecimento dentro da torre, bem como uniformizar o escoamento de ar no enchimento. Devem ser capazes de suportar as cargas de neve e gelo e permitir um bom funcionamento em ambientes frios, retendo o aumento do escoamento de água adjacente às entradas de ar, que é necessário ao controlo do gelo. São também importantes pois evitam o contacto da luz solar com as águas de arrefecimento, o que impede o aparecimento de incrustações biológicas como algas, bactérias, fungos e outros microrganismos que, a existirem, iriam não apenas reduzir a eficiência da transferência de calor na torre, como ainda poderiam levar à formação da legionella, que é uma bactéria perigosa para a saúde humana, dado ser causadora da pneumonia.

É de referir que geralmente, as torres de escoamento cruzado tem grelhas de entrada, enquanto muitas torres de escoamento contra-corrente não necessitam destas.

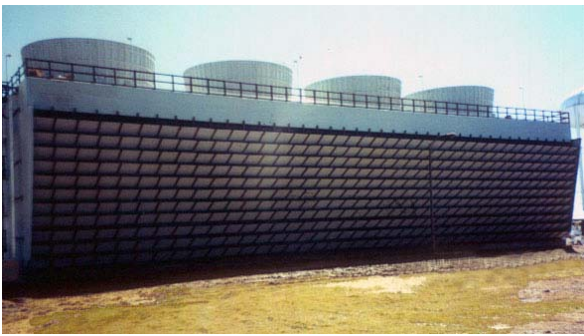


Figura 22 – Grelhas numa torre de arrefecimento [www.coolingtowerdepot.com].



Figura 21 – Grelhas de entrada [www.coolingtowerdepot.com].

1.3.1.6 Entradas do ar

É onde o ar entra na torre. As entradas podem ocupar todo o lado lateral da torre (torres de escoamento cruzado) ou estarem localizadas em baixo de lado (torres de escoamento contra-corrente).

1.3.1.7 Tanque da água de atomização

O tanque da água de atomização situa-se no fundo da torre e pode, muitas vezes, estar integrado na carcaça. Tem como função recolher água arrefecida antes de retornar ao processo de arrefecimento.

1.3.1.8 Ventilador

O ventilador é utilizado quando é necessário aumentar o escoamento de ar dentro da torre de modo a arrefecer a água em circulação. São, normalmente, utilizados dois tipos de ventiladores nas torres: axiais e centrífugos.



Figura 23 - Ventilador axial [aryanaluminumworks.com].



Figura 24 - Ventilador centrífugo [www.tradeindia.com].

1.3.2 Materiais utilizados nas torres e seus componentes

As primeiras torres de arrefecimento a aparecerem eram feitas essencialmente de madeira. A madeira fazia parte de componentes como a carcaça, as grelhas de entrada do ar, enchimento e em algumas vezes do tanque de água de atomização, sendo que caso o tanque não fosse de madeira, era de cimento.

Actualmente nas torres e seus componentes são utilizados uma variedade de materiais. Muitas vezes são utilizados diversos materiais de modo a permitir uma resistencia à corrosão, uma redução da manutenção e promover um tempo de serviço longo.

O aço galvanizado, vários tipos de aço inoxidável, fibra de vidro, e o cimento são amplamente utilizados na construção da torre, bem com o alumínio e diversos tipos de plásticos para alguns componentes da torre.

As torres de madeira ainda são utilizadas, mas a carcaça é composta por fibra de vidro em vez de madeira. As entradas do ar podem ser de fibra de vidro, o enchimento de plástico e o tanque de água de atomização de aço.

As torres de arrefecimento de grandes dimensões são normalmente feitas de cimento. Muitas carcaças e tanques são feitos de aço galvanizado ou, onde exista uma atmosfera corrosiva de aço inoxidável. Por vezes as torres possuem um tanque de aço galvanizado. A fibra de vidro é também muito utilizada na carcaça e no tanque, permitindo uma vida longa e protecção contra alguns agentes químicos.

Os plásticos são normalmente utilizados no enchimento, nos quais se incluem o PVC, o polipropileno e outros polímeros. O enchimento do tipo respingo com madeira tratada ainda é especificado para algumas torres de madeira.

Os plásticos também são encontrados nos atomizadores da água de atomização. Muitos atomizadores são feitos de PVC, ABS, polipropileno e fibra de vidro.

O alumínio, fibra de vidro e aço galvanizado são utilizados nalguns materiais dos ventiladores. Os ventiladores do tipo centrífugo são fabricados em aço galvanizado. Quanto aos ventiladores axiais estes são fabricados em aço galvanizado, alumínio ou fibra de vidro moldada em plástico reforçado [Energy Efficiency Guide for Industry in Asia, 2004]

Quanto as serpentinas das torres de arrefecimento os tubos podem ser de cobre, alumínio, Cu-Ni, aço e aço inoxidável. No que diz respeito às alhetas das serpentinas estas podem ser de alumínio, cobre, metais revestidos com polímeros, aço e aço inoxidável [www.pecopage.com].

1.3.3 Tipos de torres quanto à tiragem do ar

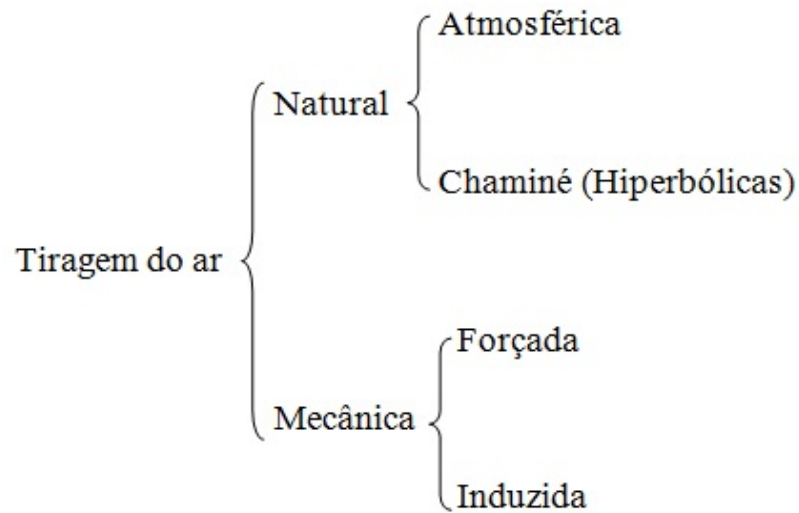


Figura 25 – Tipos de torres quanto à tiragem do ar.

1.3.3.1 Naturais

De entre as torres de tiragem do ar de forma natural, há as do tipo atmosférico e do tipo chaminé.

Nestas torres não é usado nenhum equipamento (ventiladores) para a movimentação do ar. O movimento do ar na torre baseia-se na diferença de densidades entre o ar quente (menos denso) dentro da torre e o ar frio (mais denso), exterior.

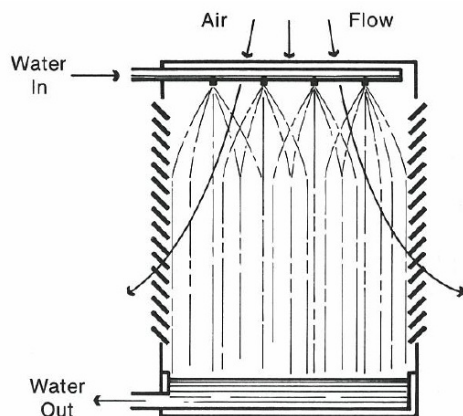


Figura 26 – Torre de arrefecimento evaporativa do tipo atmosférico [SPX, 2009].

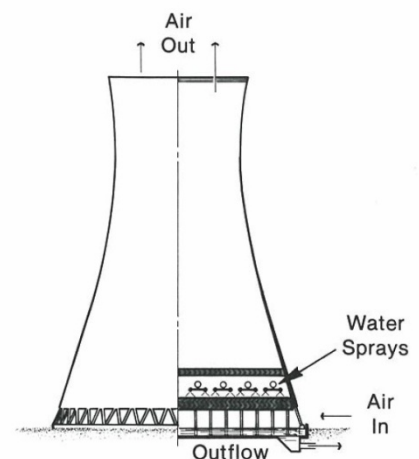


Figura 27 - Torre de arrefecimento evaporativa do tipo chaminé [SPX, 2009].

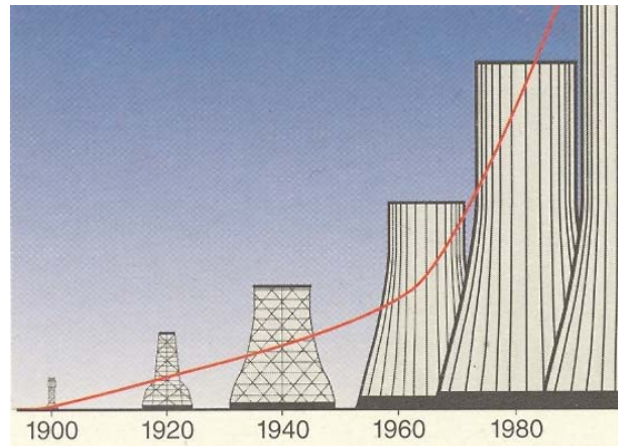


Figura 28 - Evolução temporal das torres de arrefecimento hiperbólicas [www.spxcooling.com].

Inicialmente, estas torres (efeito chaminé) eram quase cilíndricas, seguidas por um cone truncado invertido em cima de outro. Actualmente utiliza-se a forma hiperbólica. O seu funcionamento depende da existência de pressão suficiente que permita a criação de um escoamento de ar, dependendo este escoamento da diferença de densidade entre o ar interior (dentro da torre) e o ar exterior.

Disto resulta que estas torres que podem atingir os 200 metros de altura e terem cerca de 100 metros de diâmetro. A forma hiperbólica destas torres visa permitir uma resistência estrutural superior, comparadas com outras formas, necessitando, por isso, de menos material e podendo ser mais finas (cerca de 0,2 m de espessura), tendo pouco a ver com razões térmicas. Estas torres são visíveis a longa distância, tendo por isso um grande impacto visual.

Normalmente este tipo de torres é utilizado em centrais térmicas que necessitam de uma grande quantidade de água arrefecida, cujas potências de arrefecimento são da ordem dos 1000 MW. Apresentam a desvantagem de, devido ao seu tamanho, requerem grandes sistemas de bombagem de água de atomização.

1.3.3.2 Mecânicas

Nas torres de tiragem do ar de forma mecânica, utilizam-se ventiladores para a criação de um escoamento de ar na torre. Com a utilização deste sistema, o desempenho térmico da torre tende para uma estabilização e é pouco afectado pelas variáveis psicrométricas, quando comparadas com as torres atmosféricas [SPX, 2009], sendo a temperatura do bolbo seco do ar ambiente o único factor que pode afectar a performance da torre [Stanford e Hill, 1972].

Este tipo de torres apresenta a vantagens de diversa ordem: asseguram uma quantidade uniforme de ar através da torre, fazendo com que a dependência das condições atmosféricas seja menor; têm um baixo custo de construção; apresentam um baixo perfil físico, uma vez que são torres mais pequenas e compactas; permitem arrefecer a água a temperaturas mais baixas do que as naturais e é possível controlar a temperatura da água de arrefecimento pela regulação do ventilador.

As principais desvantagens de que se revestem são: o elevado consumo de energia; o ruído produzido pelo sistema de ventilação; os elevados custos de operação e manutenção, custos que são, contudo, equilibrados pela redução de gastos no sistema de bombagem de água de atomização devido às menores dimensões deste tipo de torres.

Quanto à localização do sistema de ventilação as torres mecânicas dividem-se em dois grupos. Designam-se forçadas aquelas cujo sistema de ventilação se localiza à entrada da torre, injectando ar exterior para o seu interior. Designam-se de induzidas, aquelas em que o sistema de ventilação fica situado à saída, extraindo o ar de dentro da torre para o exterior.

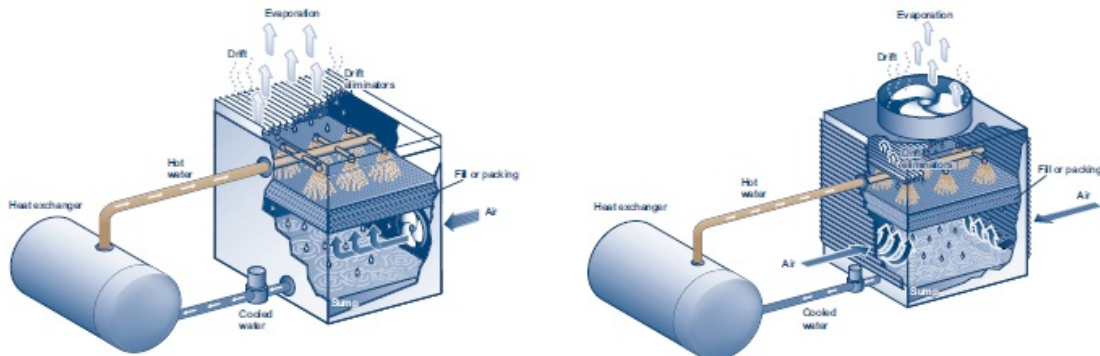


Figura 29 - Torres de arrefecimento de tiragem do ar mecânica: forçada e induzida [Guidelines for Managing Water in Cooling Systems, 2008].

1.3.3.2.1 Forçadas

A torre mecânica forçada foi a primeira a ser usada, contudo o seu uso tem vindo a diminuir. Estas torres caracterizam-se por uma elevada velocidade de entrada do ar e uma baixa velocidade de saída. Isto leva a que este tipo de torres seja susceptível a que ocorra recirculação, o que contribui para que os níveis do seu desempenho sejam inferiores aos das torres induzidas.

Usualmente este tipo de torres possui ventiladores do tipo centrífugo, que apesar de consumirem mais energia do que os ventiladores axiais, têm a vantagem de permitir operar contra as altas pressões atmosféricas associadas com o sistema de tubagem, além de que conduzem a uma diminuição do ruído. Por este motivo, estas torres podem ser instaladas no interior de espaços fechados, desde que seja providenciado um espaçamento suficiente entre a tomada e a descarga do ar, de forma a minimizar a possibilidade da ocorrência de recirculação. Estas torres têm ainda a vantagem de, pelo facto de a entrada do ar se situar na parte do fundo, estarem menos sujeitas a vibrações e à consequente fraqueza estrutural.

1.3.3.2.2 Induzidas

As torres mecânicas induzidas têm uma velocidade de saída do ar elevada, cerca de 3 a 4 vezes superior à de entrada, o que reduz o risco de recirculação. A localização do ventilador na saída, em contacto com o ar quente, reduz o risco de formação de gelo nos componentes deste tipo de torres. Ao contrário das forçadas, que podem utilizar ventiladores do tipo axial e centrífugo, nestas torres apenas podem ser utilizados ventiladores axiais.

As torres mecânicas do tipo induzido são mais eficazes que as forçadas, pelo que actualmente são as mais utilizadas.

1.3.3.3 Tiragem natural assistidas por ventilação (*fan-assited natural draft towers*)

As torres do tipo mecânico são mais pequenas e baratas quando comparadas com as naturais (hiperbólicas). Consomem, contudo, mais energia e estão sujeitas ao fenómeno de recirculação. Devido a isto surgiram as torres mecânicas de tiragem natural assistidas por ventilação, as quais, parecendo à primeira vista torres do tipo chaminé (hiperbólicas), possuem internamente ventiladores. Estas torres combinam as melhores propriedades das torres naturais com as das mecânicas [SPX, 2009].

Para além de que o consumo de energia de uma torre deste tipo é inferior ao das torres mecânicas, forçadas ou induzidas, o facto de ter cerca de 2/3 do diâmetro da base e metade da altura de uma torre natural concebida para o mesmo desempenho, concorre para a diminuição do seu impacto visual na paisagem. Acresce a isto que a alta velocidade de saída do ar elimina a possibilidade de recirculação associada às torres forçadas. Para além disso, deve ainda ter-se em conta que estas torres podem funcionar nas épocas frias do ano sem a utilização dos ventiladores, facto que se traduz em poupança de energia.

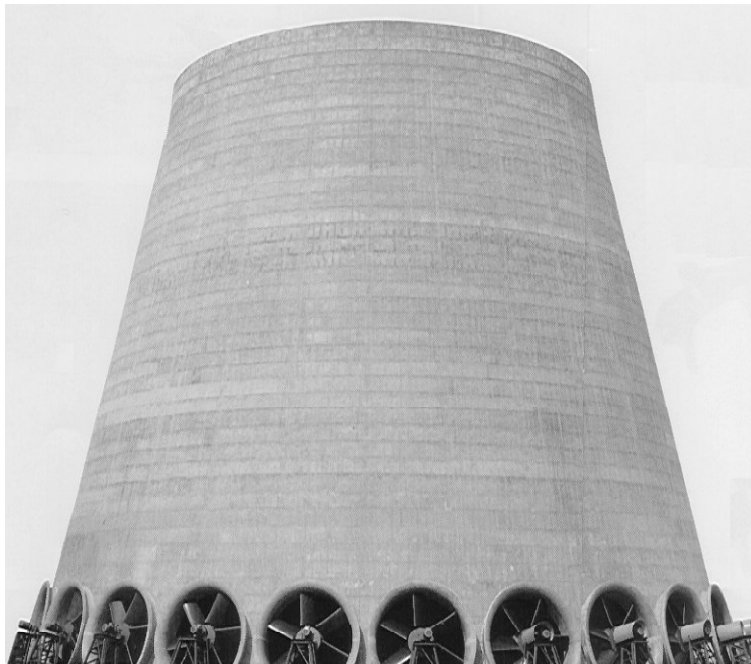


Figura 30 - Torre de arrefecimento mecânica de tiragem do ar natural assistida por ventilação [IPPC, 2001].

1.3.4 Classificação das torres quanto ao escoamento de ar

As torres podem também classificar-se de acordo com a relação entre o escoamento de ar e água dentro da torre. De acordo com este critério, as torres podem ser do tipo contra-corrente e cruzado.

1.3.4.1 Contra-corrente

Nas torres do tipo contra corrente o ar e água movimentam-se em direcções opostas. A água cai por gravidade dentro da torre e o ar sobe na vertical. Devido à necessidade de grandes áreas de entrada e descarga do ar, estas torres utilizam tipicamente sistemas de atomização de alta pressão. Estes são constituídos por atomizadores que tem como função proporcionar uma perfeita distribuição de água sobre o enchimento com uma determinada pressão.

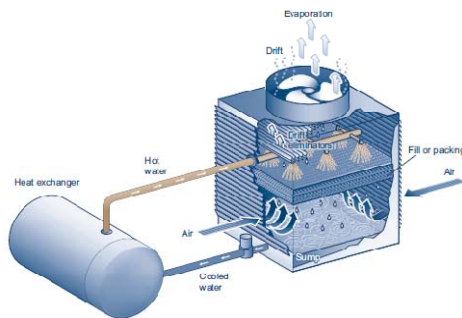


Figura 31 - Torre de arrefecimento evaporativa de contacto directo com escoamento contra-corrente [Guidelines for Managing Water in Cooling Systems, 2008].

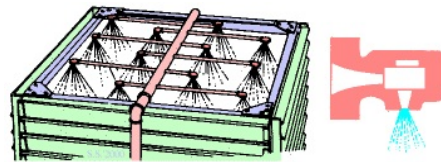


Figura 32 – Sistema de distribuição da água de atomização numa torre de arrefecimento com escoamento contra-corrente [www.me.psu.ac.th].

1.3.4.2 Cruzado

Nas torres do tipo corrente cruzada, a água cai por gravidade, dentro da torre e o ar flui horizontalmente. A água a ser arrefecida é levada para tanques localizados acima do enchimento (lugar onde se dá o arrefecimento) e depois distribuída pelo enchimento através de orifícios no fundo desses tanques por gravidade. Devido ao modo com se faz a distribuição, esta é chamada distribuição por gravidade.

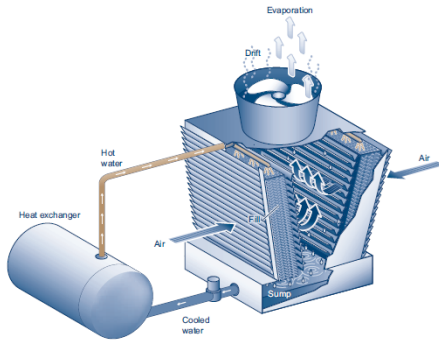


Figura 33 – Torre de arrefecimento evaporativa de contacto directo com escoamento cruzado [Guidelines for Managing Water in Cooling Systems, 2008].

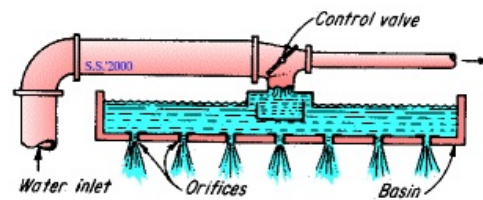


Figura 34 – Sistema de distribuição da água de atomização numa torre de arrefecimento com escoamento cruzado [www.me.psu.ac.th].

1.3.4.3 Vantagens e desvantagens das configurações do escoamento cruzado e contra-corrente

Tabela 1 - Vantagens e desvantagens das configurações do escoamento cruzado e contra-corrente [Stanford III, 2003].

Configuração	Escoamento	Vantagens	Desvantagens
Cruzado	Água	<ul style="list-style-type: none"> • Menores perdas de carga; • Menor consumo de energia de bombagem; • Melhor acesso a área molhada (zona do enchimento) e manutenção; • Melhor aceitação da variação do escoamento de água com economizador. 	<ul style="list-style-type: none"> • Pode ocorrer o entupimento do orifício de distribuição de água e haver uma má distribuição de água sobre o enchimento; • O tanque da água de atomização está sujeito ao aparecimento de incrustações biológicas; • Maior pegada ecológica.
	Ar	<ul style="list-style-type: none"> • Menores perdas de pressão atmosférica; • Menor consumo de energia ventilação; • Reduzida perda de água pelo escoamento de ar na saída; • Reduzida recirculação; • Requer menos células para grandes capacidades. 	<ul style="list-style-type: none"> • Grandes dimensões das grelhas de entrada do ar tornam difícil o controlo da formação de gelo.
Contra-Corrente	Água	<ul style="list-style-type: none"> • A distribuição por atomização reduz o tamanho das gotas; • Torres de maiores dimensões; • Aproximações reduzidas (diferença entre a temperatura da água arrefecida e a temperatura do bolbo húmido do ar ambiente). 	<ul style="list-style-type: none"> • Maiores perdas de carga, devido aos atomizadores; • Maior consumo de energia de bombagem; • Difícil acesso aos atomizadores torna difícil a sua limpeza.
	Ar	<ul style="list-style-type: none"> • Escoamento em contra-corrente melhora a transferência de calor. 	<ul style="list-style-type: none"> • Grandes perdas de pressão estática; • Grandes consumos de energia de ventilação; • Grandes velocidades de entrada podem levar detritos para o tanque de atomização; • Tendência para um escoamento de ar não uniforme no enchimento, reduzindo a eficiência da torre.

1.3.5 Formatos de torres de arrefecimento evaporativas

1.3.5.1 Tipos de torres com fluxo contra corrente

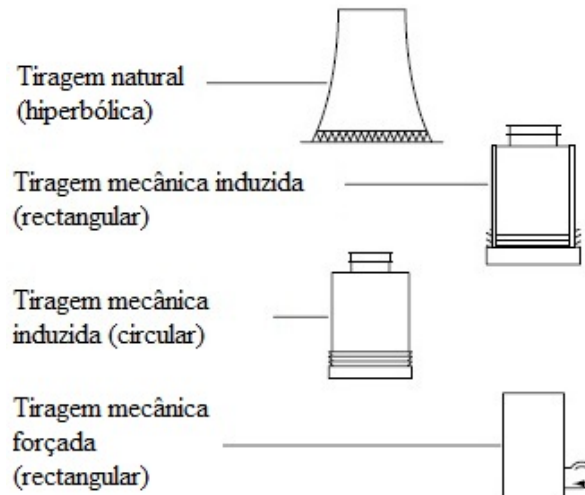


Figura 35 – Diferentes formatos de torres de escoamento contra-corrente [Nedler J., 2003].

1.3.5.2 Tipos de torres com fluxo cruzado

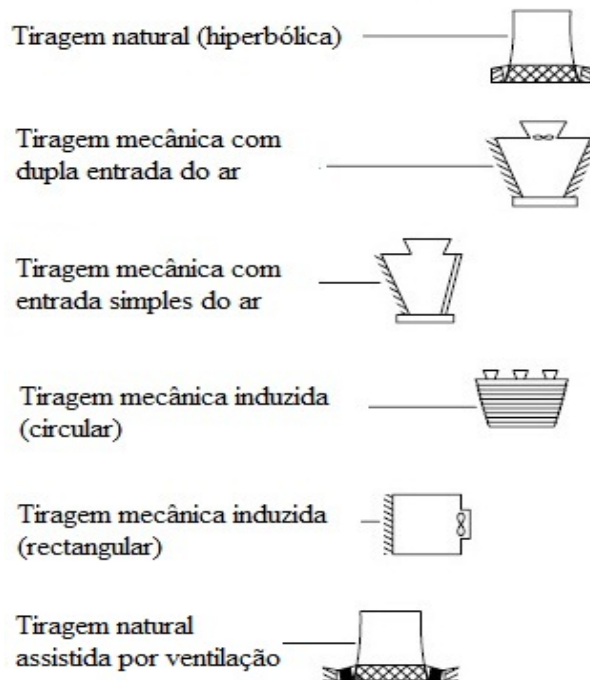


Figura 36 – Diferentes formatos de torres de escoamento cruzado [Nedler J, 2003].

1.4 Torres de arrefecimento híbridas

As torres de arrefecimento híbridas foram inicialmente projectadas para reduzir a pluma produzida pelas torres evaporativas, simplesmente com a adição de um sistema de arrefecimento a seco antes de se proceder à evaporação, de forma a reduzir a humidade relativa do ar abaixo de um ponto em que a formação de uma pluma visível fosse ocorrer sob condições de baixas temperaturas e elevadas humidades relativas para o ambiente exterior. Outra vantagem deste tipo de torres é o facto de poderem ser utilizadas em zonas de escassez de água, uma vez, que permitem a poupança de água nos meses frios do ano, pois é apenas utilizado um arrefecimento a seco.

Estas torres são semelhantes às torres de arrefecimento evaporativas indirectas, pois também como aquelas permitem o funcionamento a seco. Contudo a diferença, está no facto das torres de arrefecimento híbridas terem duas zonas, uma molhada e outra seca, ao contrário do que acontece com as indirectas em que o arrefecimento a seco e molhado ocorrem na mesma zona, mas não em simultâneo.

As híbridas possuem dois tipos de serpentinas, uma serpentina com alhetas para a zona seca e uma serpentina sem alhetas para a zona molhada. Isto possibilita a utilização conjunta de arrefecimento evaporativo (latente) e de arrefecimento a seco (sensível) nos meses mais quentes do ano, ao contrário das torres de arrefecimento indirectas em que a utilização a seco apenas se pode dar nos períodos mais frios, uma vez que estas torres só possuem serpentinas sem alhetas.

Como se pode verificar na Figura 37 a água entra primeiramente através da zona seca, onde percorre uma serpentina, na qual tem lugar a troca do calor sensível com o ar exterior, reduzindo-se deste modo, sem evaporação, a sua temperatura ao máximo permitido pela temperatura do bolbo seco do ar que atravessa a serpentina.

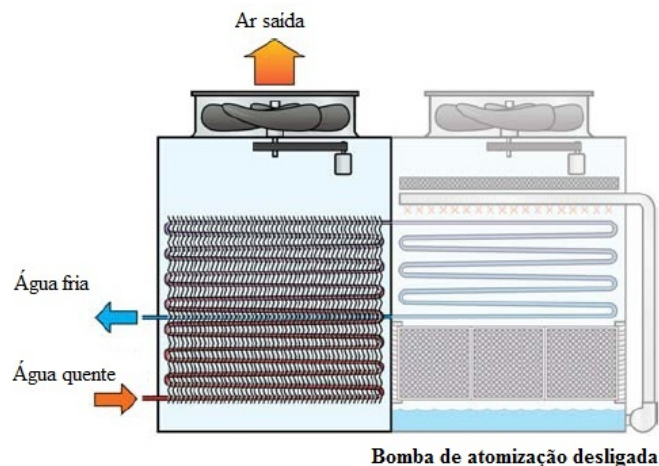


Figura 37 – Esquema de uma torre de arrefecimento híbrida com funcionamento a seco
[www.evapco.eu].

Após a saída da serpentina, o caminho a seguir pela água de circulação é ditado pela necessidade de mais arrefecimento. Caso seja necessário arrefecer ainda mais a água, esta é direccionada para a zona molhada, onde é removida a restante porção de calor.

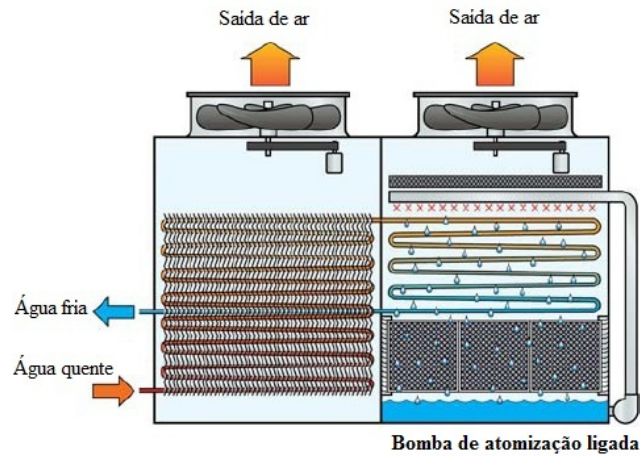


Figura 38 – Esquema de uma torre de arrefecimento híbrida com funcionamento a seco e molhado [www.evapco.eu].

Como se pode constatar, este tipo de torres permite um consumo de água muito inferior ao das torres evaporativas, pois mesmo para temperaturas mais elevadas uma parte do calor é, desde logo, removido na zona seca. Oferecem ainda uma vantagem adicional, que é a de, nos climas frios e para grandes temperaturas de arrefecimento industrial, quando o arrefecimento evaporativo não é por si suficiente, permitir um arrefecimento extra [www.evapco.com].

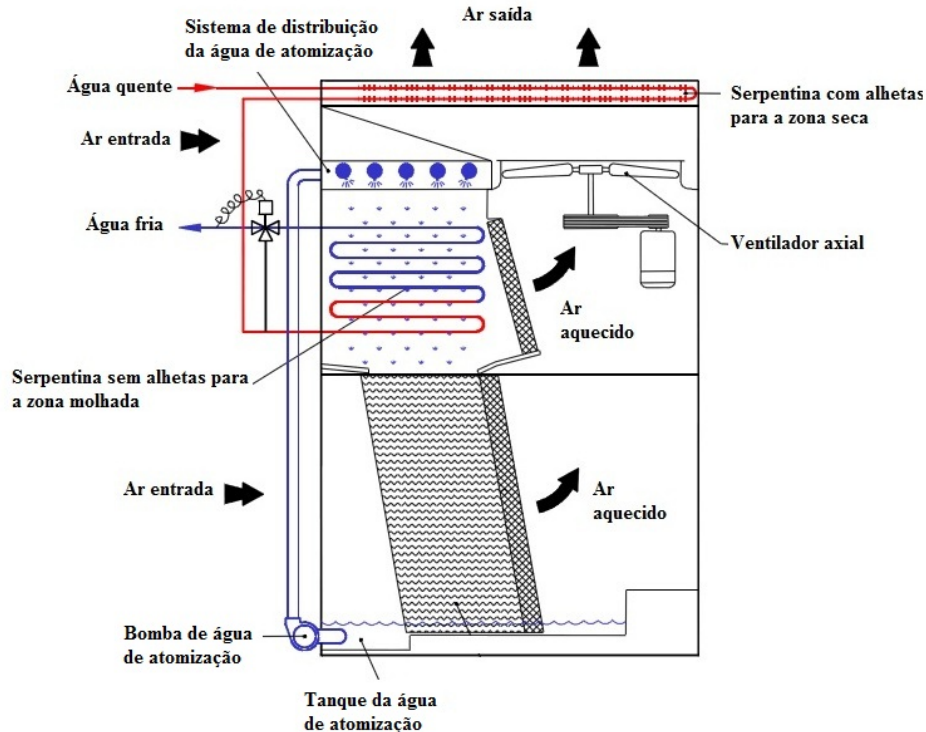


Figura 39 - Esquema de uma torre de arrefecimento híbrida de um modelo diferente [www.baltimoreaircoil.com].

1.5 Torres de arrefecimento secas

Estas torres como as torres de evaporação híbridas também se encontram em zonas de escassez de água. Contudo estas apenas permitem um arrefecimento seco, isto é, utilizam somente o ar, ou melhor, a troca de calor sensível com o ar, para arrefecer a água. Com este tipo de torres, influenciadas apenas pela temperatura do bolbo seco do ar, obtêm-se níveis de arrefecimento da temperatura da água superiores ao que se poderia esperar com torres de arrefecimento evaporativas ou híbridas. Deve notar-se, no entanto, que nas épocas quentes do ano, nem sempre se pode assegurar um arrefecimento suficiente, devido ao pequeno gradiente térmico existente entre a água e o ar.

As torres de arrefecimento secas são muito utilizadas pelas grandes centrais termoeléctricas, uma vez que permitem a localização destas em locais com poucas reservas de água, junto a fontes abundantes de combustível, facto que se traduz na forte redução dos custos que, de outra maneira, teriam de ser dispendidos com o transporte de combustível necessário para o seu funcionamento. Para além desta, outra vantagem deste tipo de torres é que, comparativamente com as evaporativas, não só a sua manutenção é mais barata, como não precisam de grandes quantidades de aditivos químicos e de limpezas periódicas.

Outro aspecto que deve ser realçado a favor destas torres, prende-se com vantagens em termos ambientais, uma vez que vão ao encontro das preocupações expressas nas políticas ambientais que vêm impondo crescentes restrições à poluição térmica, nomeadamente no que diz respeito a descargas de águas de arrefecimento a elevadas temperaturas para rios e lagos, bem como ao nevoeiro e gelo produzido pelas torres evaporativas, aspecto que, para as populações de localidades vizinhas, se pode constituir em factor de desconforto e mesmo de risco.

A grande desvantagem é que não são tão eficientes como as torres evaporativas, uma vez que dependem da temperatura do bolbo seco do ar, necessitando de grandes áreas e geram muito ruído. São também mais caras que as evaporativas, sendo o custo por kW de uma torre de arrefecimento seca quatro vezes superior ao de uma arrefecimento evaporativo de tiragem do ar natural [Hinrichs e Kleinbach, 2004].

As torres de arrefecimento secas dividem-se em dois tipos básicos:

- Condensadores de vapor de arrefecimento a ar;
- Sistemas de arrefecimento de líquido a ar;

1.5.1 Condensadores de vapor de arrefecimento a ar

1.5.1.1 Tipo Directo

Os condensadores de vapor de arrefecimento a ar do tipo directo são utilizados principalmente em centrais de pequenas dimensões, com potências turbina-gerador de 200-300 kW [Chemical Engineering Progress, 1972]. A maior instalação deste tipo tem uma potência turbina-gerador de cerca de 330 MW [www.me.psu.ac.th].

O funcionamento deste tipo de torres pode ser visto na Figura 40.

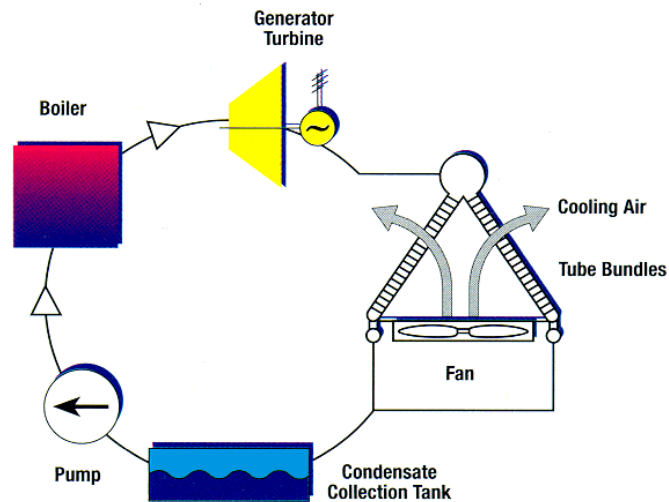


Figura 40 – Esquema de uma instalação industrial com integração de um condensador de vapor de arrefecimento a ar do tipo directo [IPPC, 2001].

Para minimizar as perdas de carga, o vapor de escape da turbina é direccionado através de condutas de grandes dimensões até ao condensador de vapor. De seguida o vapor desce pelas serpentinas alhetadas (para maximizar a transferência de calor sensível), onde vai ser arrefecido pelo ar exterior que é ventilado sobre estas. Isto provoca a condensação do vapor, que vai ser recolhido num tanque de condensação, sendo posteriormente bombeado de volta par um novo ciclo de arrefecimento. A forma em “A” da disposição da serpentina é para permitir uma redução na área de terreno necessária para a instalação deste tipo de sistemas.

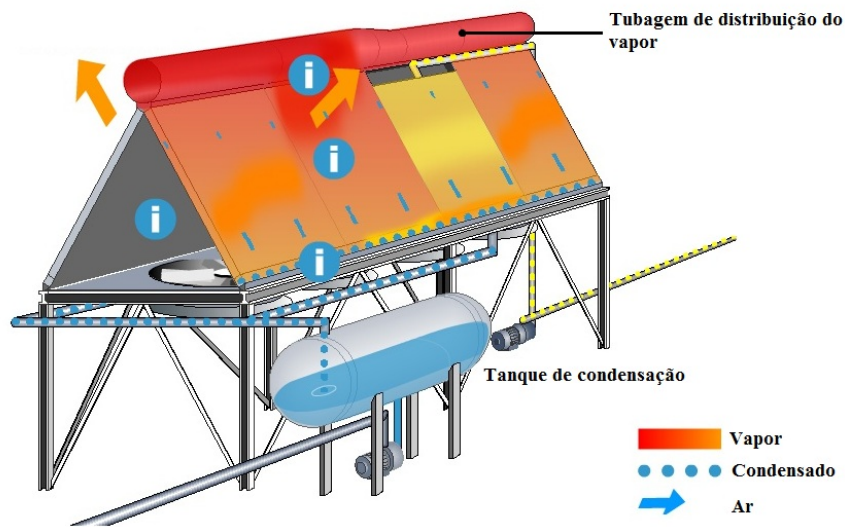


Figura 41 - Condensadores de vapor de arrefecimento a ar do tipo directo [www.gea-energytechnology.com].

1.5.1.2 Tipo Indirecto

As torres de arrefecimento seco do tipo indirecto são mais utilizadas nas centrais de grandes dimensões, nas quais se geram potências que podem ultrapassar os 1000 MW.

O funcionamento deste tipo de torres, mais eficientes e económicas, pode ser visto na Figura 42, onde a água arrefecida na torre, é borrifada, através de atomizadores, no condensador de contacto directo onde vai arrefecer o vapor de escape da turbina fazendo-o condensar. A água de arrefecimento da torre e o vapor condensado ficam então depositados no fundo do condensador, sendo depois removidos pela bomba de circulação. A maior parte da água de arrefecimento é enviada de volta para a torre, sendo que uma quantidade igual à do vapor de escape é direccionada para a caldeira para uma re-evaporação no ciclo. A torre tanto pode ter tiragem do ar de forma natural como mecânica.

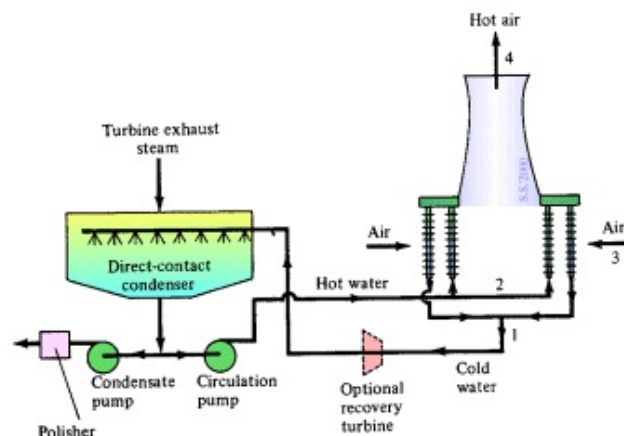


Figura 42 - Condensadores de vapor de arrefecimento a ar do tipo indirecto [www.me.psu.ac.th].

1.5.2 Sistemas de arrefecimento de líquido a ar

Neste tipo de sistemas o arrefecimento, o fluido de circulação troca calor, através de uma serpentina alhetada com o ar, sem, contudo, condensar.

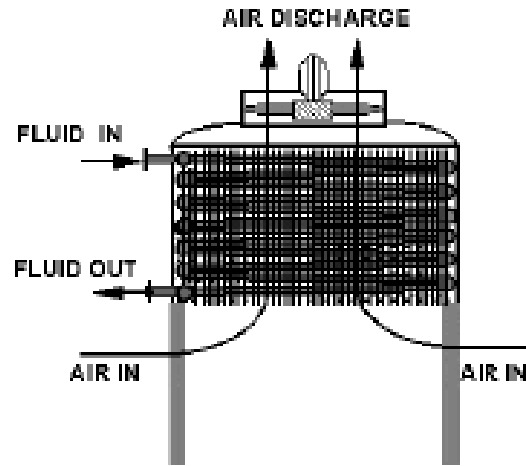


Figura 43 - Sistemas de arrefecimento de líquido a ar [IPPC, 2001].

Capítulo 2

2. Torres de arrefecimento evaporativas indirectas

2.1 Introdução

Neste capítulo são apresentados os objectivos do trabalho; a escolha do tipo de torre de arrefecimento pela qual se optou e o estado da arte no âmbito das torres de arrefecimento evaporativas indirectas. Serão ainda abordados os mecanismos de transferência de calor e massa neste tipo de torres.

2.2 Objectivo

O objectivo deste trabalho é o de projectar uma torre de arrefecimento de 3 MW de potência térmica. Esta torre irá ser incorporada numa central termoelectrica alimentada por colectores solares parabólicos, tendo por finalidade remover o calor residual produzido pela central.

Sabe-se que o calor residual produzido nesta instalação será da ordem dos 12 MW. Isso implica que se tenham, no mínimo, 4 torres de 3 MW de potência térmica. São também conhecidas, se bem que ainda de um modo aproximado as temperaturas de saída do vapor de escape da turbina, que são de 40 °C, 45°C e 60°C para o Inverno, Primavera e Verão, respectivamente.

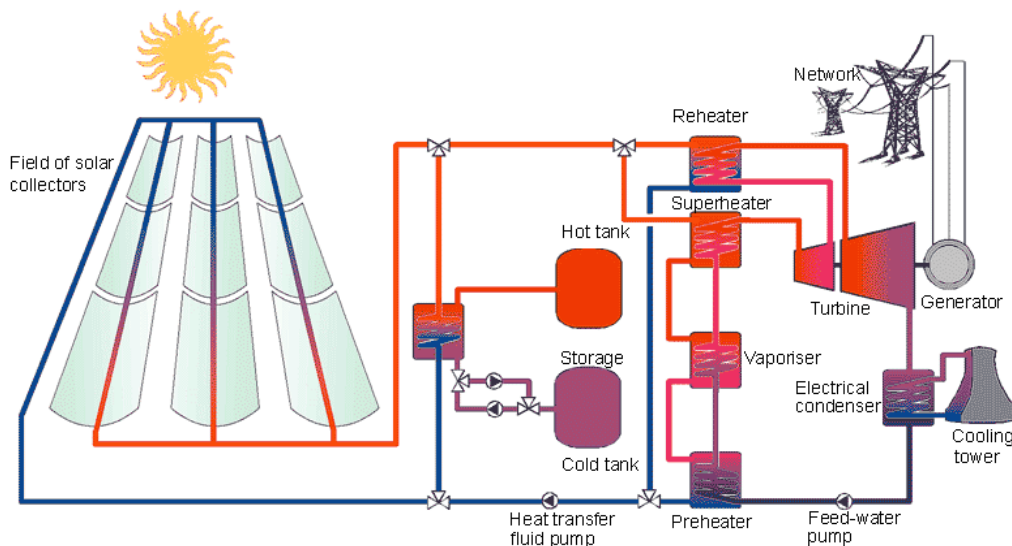


Figura 44 - Esquema de uma central térmica solar de concentração com incorporação de uma torre de arrefecimento [www.solarserver.de].

2.3 Escolha do tipo de torre de arrefecimento

Antes de se projectar o modelo de comportamento térmico da torre de arrefecimento é necessário saber o tipo de torre que vai ser utilizada.

A escolha de uma torre de arrefecimento depende de muitos factores, sendo os factores climáticos e económicos os mais importantes. No caso presente trata-se de uma aplicação industrial e a sua localização vai ser no Alentejo. Nesta região os Verões são quentes e secos e por razões económicas associadas à economia no consumo de água, bem escasso na região, optou-se por uma torre de arrefecimento evaporativa indirecta. Com a escolha deste tipo de torre irá ser possível poupar-se água nos meses mais frios do ano. Infelizmente, no Verão, período do ano em que a economia de água seria fundamental, não se consegue evitar o consumo de água.

2.4 Estado da arte das torres de arrefecimento evaporativas indirectas

Os recentes avanços tecnológicos nos sistemas de arrefecimento evaporativos indirectos estão a permitir que os processos de arrefecimento tenham uma redução no consumo de energia bem como uma redução na manutenção e nos custos de operação. Com os sistemas convencionais de arrefecimento evaporativo indirecto ou condensadores evaporativos, a água de atomização que é atomizada sobre a serpentina pode ver a sua temperatura aproximar-se da temperatura da água de arrefecimento que circula dentro dos tubos da serpentina, facto que limita a transferência de calor sensível.

Actualmente a tecnologia evaporativa de transferência de calor empregue em torres de escoamento cruzado está a ser incorporada em torres de arrefecimento de contacto indirecto, como um passo secundário no processo de transferência de calor. Este passo secundário permite reduzir a temperatura da água de atomização sobre a serpentina no valor de 3 a 4°C. Esta redução aumenta a transferência de calor sensível, ao mesmo tempo que a área adicional (para o arrefecimento da água de atomização) aumenta a transferência de calor por evaporação.

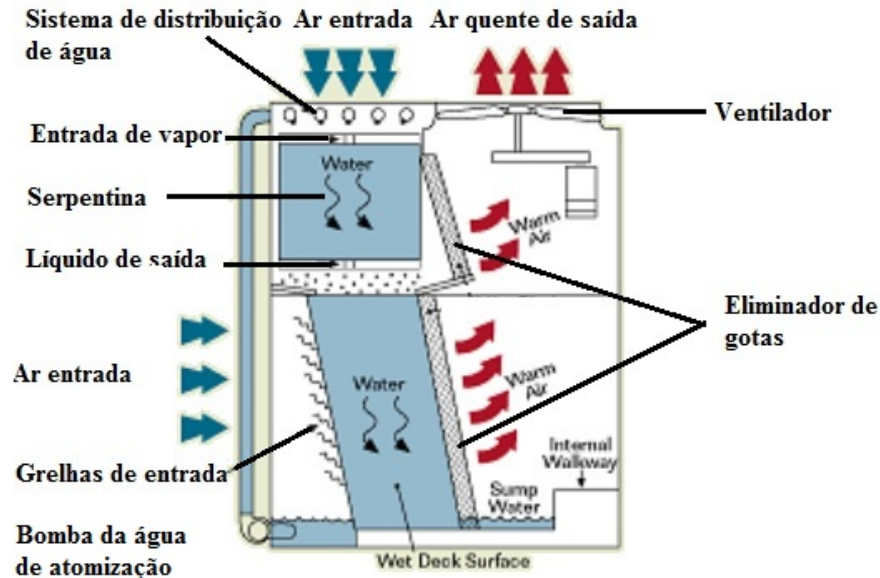


Figura 45 - Torre de arrefecimento evaporativa de contacto indirecto com passo secundário [www.baltimoreaircoil.com].

Esta configuração da torre permite reduzir a tendência para a acumulação de incrustações nos tubos da serpentina. Estas incrustações formam-se a partir de sólidos, muitas vezes compostos de cálcio e de magnésio, resultantes da evaporação da água. Ao permitir reduzir a formação destas incrustações na serpentina, este tipo de torres permite uma boa troca de calor mesmo em situações mais críticas, o que reduz a quantidade de energia requerida para o seu funcionamento.

Outra característica importante a realçar desta configuração é que permite reduzir o tamanho da serpentina para uma mesma transferência de calor que uma configuração convencional. Uma redução na área de transferência de calor resulta numa unidade mais leve e numa serpentina de menor volume.

Os escoamentos paralelos e cruzados do ar e da água empregues com este passo secundário de transferência de calor permitem que o sistema de entrada do ar seja feito no topo da torre, limitando deste modo a entrada do ar a um lado. O facto da entrada do ar ser feita apenas num lado da torre aumenta a sua flexibilidade pois permite que a torre se localize perto de edifícios, minimizando deste modo a área de instalação. As torres convencionais, de tiragem do ar induzidas, requerem que a entrada do ar se dê através dos quatro lados da torre, o que diminui a sua flexibilidade e leva a necessidade de uma maior área livre ao seu redor.

Quanto aos escoamentos de ar e água de atomização empregues neste tipo de torres, eles diferem dos escoamentos de ar e água de atomização convencionais. Enquanto na tecnologia convencional se emprega um escoamento de ar e água de atomização em contracorrente, sendo que o escoamento do ar é ascendente e o escoamento da água de atomização descendente sobre a serpentina, no caso desta nova tecnologia o escoamento de ar e água de atomização são paralelos e descendentes. O facto de se ter escoamentos de ar e água de

atomização paralelos e descendentes impossibilita a ocorrência de potenciais zonas secas, como pode acontecer nos sistemas convencionais, o que irá diminuir a transferência de calor.

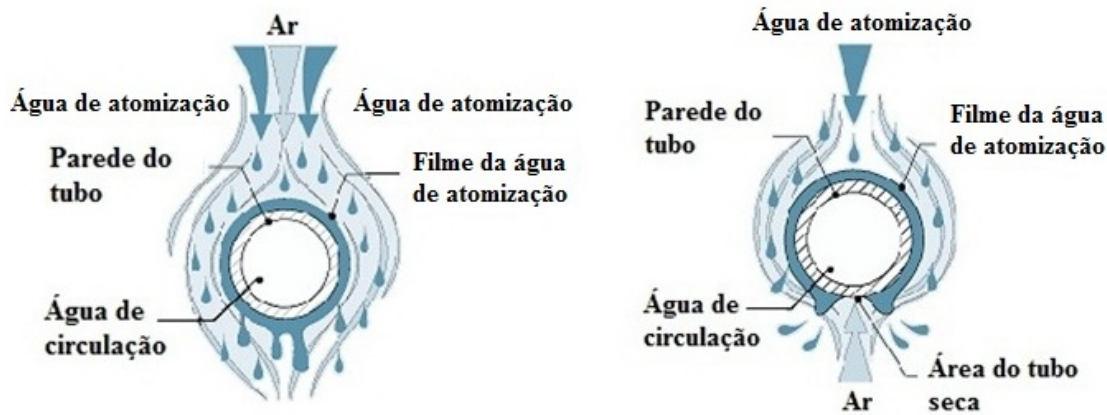


Figura 46 - Filme da água de atomização formado nos tubos da serpentina e escoamentos de ar-água de circulação nos dois tipos de tecnologia: moderna e convencional [www.baltimoreaircoil.com].

O facto de ser ter um escoamento de ar descendente sobre a serpentina permite a não colocação do eliminador de gotas sobre o sistema de distribuição de água, o que possibilita um acesso directo aos atomizadores, facilitando deste modo a sua inspecção e manutenção.

Outra vantagem deste passo secundário, é o de permitir um fácil acesso ao tanque da água de atomização bem como ao sistema de ventilação.

2.5 Mecanismos de transferência de calor e massa numa torre de arrefecimento evaporativa de contacto indirecto

Nesta secção são apresentados os fundamentos teóricos do processo de arrefecimento numa torre de contacto indirecto.

Os mecanismos responsáveis por esta transferência de calor e massa são:

- Evaporação;
- Condução e convecção;
- Radiação.

2.5.1 Serpentina molhada

Inicialmente o fluido que escoia dentro da serpentina irá ceder calor por condução à água de atomização que forma um filme à volta dos tubos da serpentina. Quando o escoamento de ar entra em contacto com o filme de água na torre, poderá ocorrer uma transferência combinada de calor e de massa. Caso exista um gradiente térmico entre o ar e o filme de água, haverá transferência de calor (sensível), caso exista um gradiente entre a pressão parcial do vapor de água na superfície livre do líquido e a pressão parcial do vapor no ar, haverá transferência de massa estando associado a esta transferência de massa também uma transferência de calor latente [Facão, 1999].

Assim a diminuição da temperatura da água de arrefecimento dentro da serpentina dá-se devido à transferência de calor (condução) para o filme de água de atomização que, por sua vez, irá ceder este calor ganho do fluido de arrefecimento da serpentina, para o ar circundante e paredes da torre por condução e convecção. Há também cedência de calor por radiação, mas este valor é muito reduzido pelo que pode ser desprezado.

A diminuição da temperatura por troca de calor sensível pode causar arrefecimento, mas é muito reduzido (cerca de 1/4 a 1/3 do arrefecimento total) quando comparado com o arrefecimento evaporativo [Stanford e Hill, 1972].

Assim o principal factor de arrefecimento da água irá ser a evaporação. A evaporação ocorre a partir da superfície da água e a energia associada com a mudança de fase é o calor latente de vaporização. Esta irá ocorrer quando as moléculas de água à superfície sofrem colisões que aumentam a sua energia acima da necessária para se sobrepor à energia de ligação das moléculas. A energia necessária para promover a evaporação é proveniente da energia interna da água que não evapora, a qual por sua vez arrefece ao ceder a energia térmica [Incropera et al, 2002].

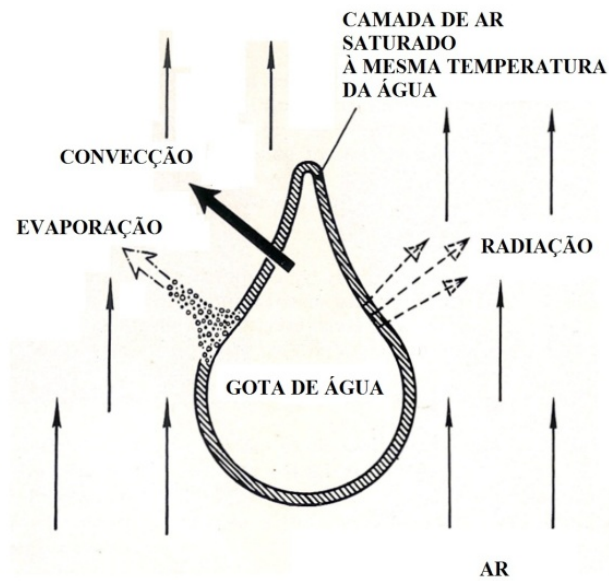


Figura 47 - Transferência de calor e massa numa gota de água [Stanford e Hill, 1972].

2.5.2 Serpentina seca

Quando a torre funciona apenas como permutador monofásico, isto é, sem água de atomização, os processos principais de transferência de calor são a condução e convecção, não havendo neste caso evaporação, ou seja, transferência de massa.

A utilização da serpentina a seco só deve ser feita em períodos mais frios, uma vez que caso seja utilizada em ambientes quentes irá ocorrer o aquecimento do fluido que circula na serpentina, devido à troca de calor sensível.

2.6 Princípios de transferência de calor e de massa de acordo com as temperaturas da água de arrefecimento e do ar (serpentina molhada)

2.6.1 Temperatura da água de arrefecimento superior à do ar

No caso da Figura 48 são mostrados os fenómenos de transferência de calor entre a água e o ar quando a temperatura da água de arrefecimento é superior à temperatura do bolbo seco do ar. Como se trata de uma torre de arrefecimento evaporativa de contacto indirecto, os mecanismos de transferência de calor e massa dizem respeito, ao escoamento de ar e água de atomização.

Como se pode verificar na Figura 48, a água de atomização, que foi previamente aquecida pelo calor recebido da água de arrefecimento dentro dos tubos da serpentina, é arrefecida tanto por evaporação como pela transferência de calor sensível para o ar. Os gradientes de humidade e temperatura do filme de ar diminuem na direcção oposta à interface, e o gradiente de temperatura do filme de água de atomização deve ter uma transferência de calor suficientemente alta para ter em conta as perdas de calor sensível e latente [Stanford e Hill, 1972].

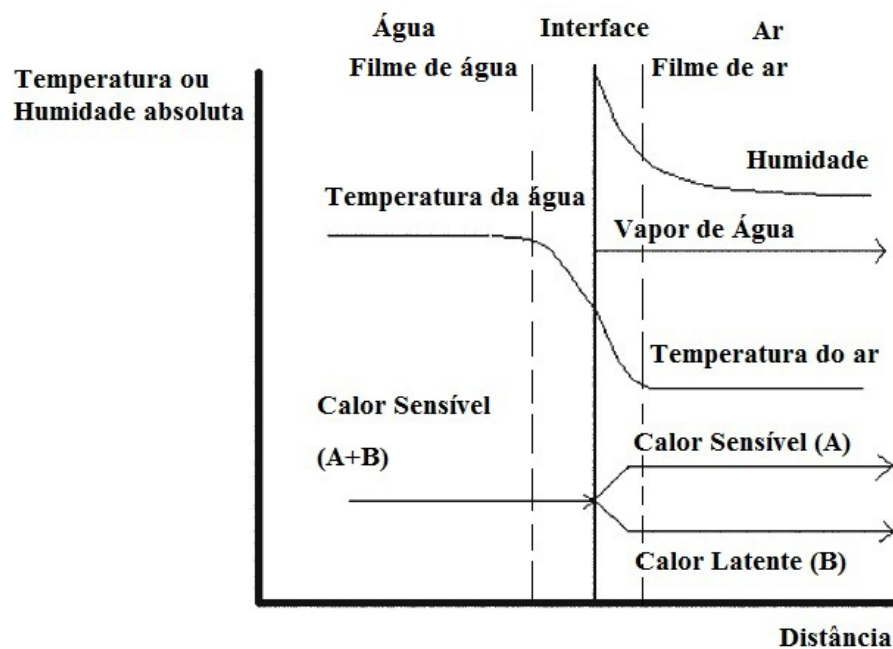


Figura 48 - Transferência de calor com a temperatura da água de arrefecimento acima da temperatura do bolbo seco do ar [Hung et al, 2005].

2.6.2 Temperatura da água de arrefecimento inferior à do ar

Sendo a transferência de calor latente, o factor predominante no arrefecimento é possível compreender porque ocorre arrefecimento, mesmo em situações em que a temperatura do bolbo seco do ar é superior à temperatura da água de atomização.

No caso da Figura 49 é o oposto da anterior, neste caso ter-se-á uma temperatura da água de atomização inferior à temperatura do bolbo seco do ar. Como se pode verificar apesar da temperatura do ar ser superior à da água de atomização, ocorre arrefecimento, uma vez que a interface encontra-se a uma temperatura inferior à da água de atomização. O gradiente de temperaturas será do filme de água em direcção à interface. Contudo à medida que o ar é humidificado adiabaticamente, é transferido calor sensível deste para a interface o que provoca evaporação. O vapor de água produzido na interface irá difundir-se no filme de ar.

Este escoamento de vapor de água difundido no filme de ar vai se afastar da interface levando consigo todo o calor fornecido à interface dos dois lados, sob a forma de calor latente.

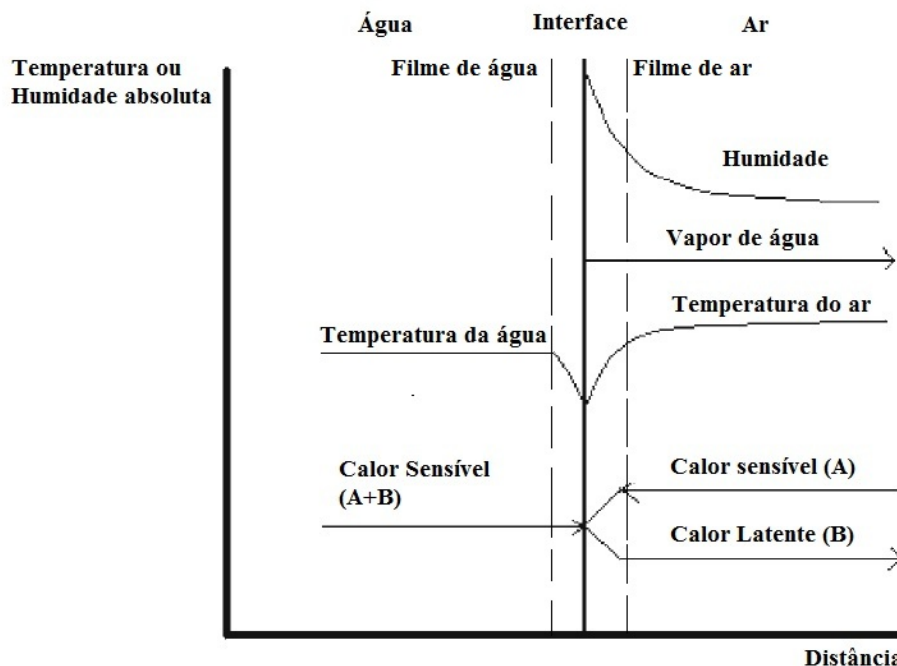


Figura 49 - Transferência de calor com a temperatura da água de arrefecimento abaixo da temperatura do bolbo seco do ar [Hung et al, 2005].

Capítulo 3

3. Modelo matemático

3.1 Introdução

Neste capítulo é descrito o modelo matemático adoptado para o tipo de torre de arrefecimento escolhido.

3.2 Modelo teórico adoptado para torre

Para o projecto da torre adoptou-se como base de trabalho o modelo proposto por Stabat e Marchio, [2003]. O modelo destes autores tem por base o método da eficiência NUT para um permutador de calor em contra-corrente. Contudo, no presente estudo, utilizou-se o Método das Diferenças de Temperaturas Médias Logarítmicas (DTML), método que se aplica no dimensionamento de permutadores de calor (cálculo da área de transferência de calor).

O modelo matemático desenvolvido no presente trabalho foi implementado no Microsoft Excel, sendo que algumas propriedades termodinâmicas dos fluidos envolvidos no processo, foram retiradas através do EES (Engineering Equation Solver).

3.2.1 Pressupostos utilizados no modelo da torre

No modelo considerado são propostos vários pressupostos, que vão ser enumerados em seguida [Stabat e Marchio, 2003]:

- A transferência de calor entre a torre e a vizinhança é desprezável;
- A transferência de calor e massa só ocorre na direcção normal ao escoamento;
- Os fluidos à entrada são uniformemente distribuídos no plano perpendicular ao escoamento;
- O filme de água cobre a totalidade da parede do tubo separando o ar da água;
- O escoamento de ar e água estão uniformemente distribuídos no plano perpendicular ao escoamento;
- Assume-se que a temperatura da interface entre o filme de água e o ar é igual a temperatura do filme de água.

3.2.2 Volume de controlo analisado no modelo

Para a análise da transferência de calor e massa da torre foi considerado um volume de controlo como se pode observar na Figura 48. Este volume de controlo é atravessado por um escoamento de água dentro dos tubos da serpentina, por um escoamento de ar e pelo escoamento do filme de água de atomização [Stabat e Marchio, 2003].

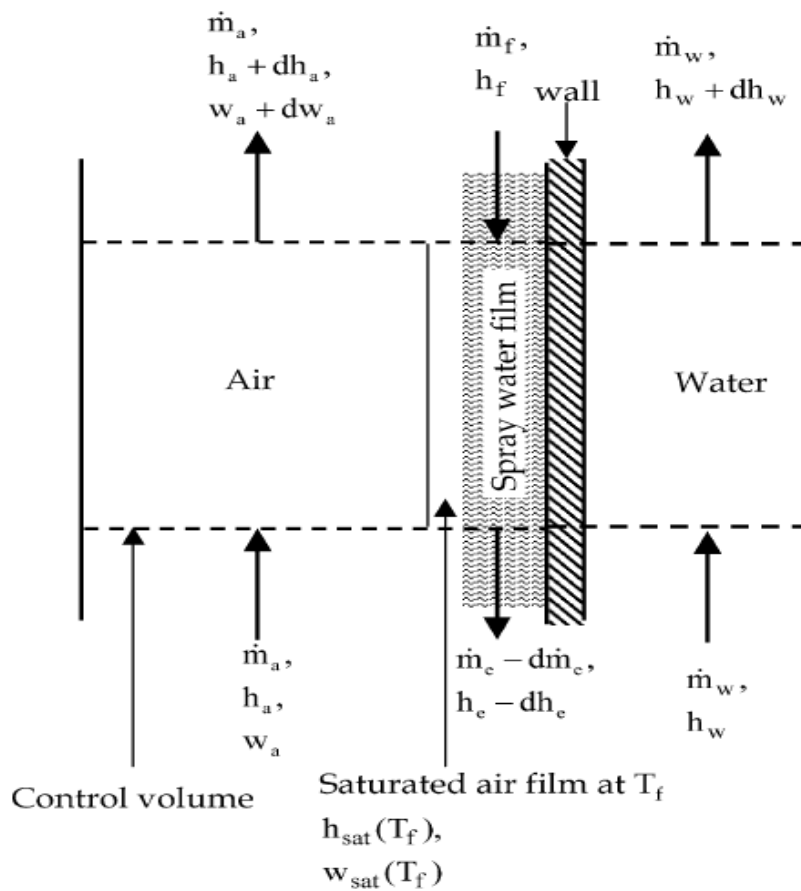


Figura 50 - Volume de controlo da torre analisado [Stabat e Marchio, 2003].

3.3 Análise térmica da torre

De seguida é feito um dimensionamento térmico da torre, no qual são estabelecidas as equações que permitem caracterizar o respectivo comportamento.

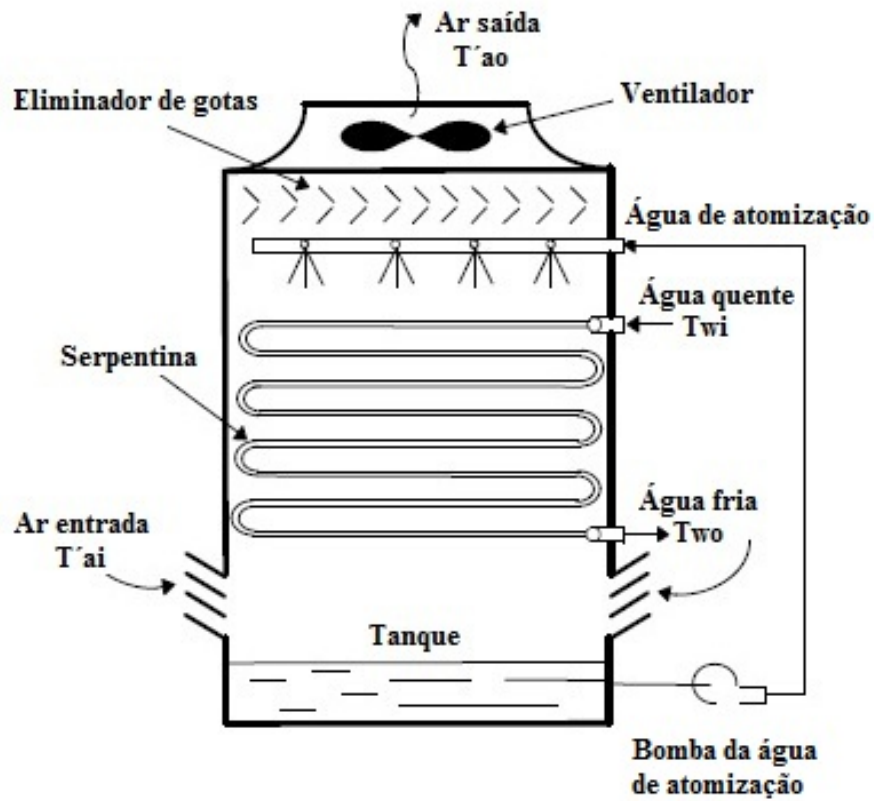


Figura 51 - Esquema da torre de arrefecimento de contacto indirecto [Pacheco, 2008].

3.3.1 Balanço térmico do calor transferido do lado da água

O balanço térmico do calor transferido do lado da água é dado por:

$$\dot{Q} = \dot{m}_w c_{pw} (T_{wi} - T_{wo}) \quad (3.1)$$

3.3.2 Balanço térmico do calor transferido do lado do ar

O balanço térmico do calor transferido do lado do ar é dado por:

$$\dot{Q} = \dot{m}_a (h_{ao} - h_{ai}) \cong \dot{m}_a c_{psat} (T'_{ao} - T'_{ai}) \quad (3.2)$$

3.3.3 Eficiência da torre de arrefecimento

A eficiência de um permutador de calor é definida como razão entre a taxa real de transferência de calor no permutador de calor e a taxa máxima possível de transferência de calor. A eficiência é adimensional e deve estar na faixa de $0 \leq \varepsilon \leq 1$.

A eficiência da torre é dada por:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (3.3)$$

sendo o calor máximo trocado na torre igual a:

para o caso do funcionamento molhado:

$$\dot{Q}_{max} = \dot{C}_{min} (T_{wi} - T'_{ai}) \quad (3.4)$$

enquanto que para o caso do funcionamento a seco vem:

$$\dot{Q}_{max} = \dot{C}_{min} (T_{wi} - T_{ai}) \quad (3.5)$$

em que \dot{C}_{min} é dado por:

$$\dot{C}_{min} = \dot{m}_a c_{psat} \quad (3.6)$$

ou

$$\dot{C}_{min} = \dot{m}_w c_{pw} \quad (3.7)$$

dependendo de qual seja o menor.

O c_{psat} é dado pela seguinte equação:

$$c_{psat} = \frac{(h_{ao} - h_{ai})}{(T'_{ao} - T'_{ai})} \quad (3.8)$$

No trabalho de Stabat e Marchio [2003] utiliza-se c_{psat} apenas para o caso da serpentina molhada, considerando para o caso da serpentina seca o c_{pa} . Isto é incorrecto uma vez que para o caso da serpentina seca se deve utilizar também o c_{psat} , pois o ar de entrada na torre contém humidade e por isso o respectivo calor específico mássico deverá contabilizar igualmente a influência do vapor de água.

3.3.4 Propriedades do ar e água

3.3.4.1 Entalpia do ar húmido

Para o cálculo da entalpia do ar húmido, recorreu-se às seguintes equações [Pinho, 2009b]

$$h_a = c_{pa}T_a + \omega(c_{pv}T_a + h_{LV}) \quad (3.9)$$

onde c_{pv} é constante e igual a 1,84 [kJ/(kgK)]

No cálculo da entalpia de vaporização utilizou-se a seguinte equação [www.fem.unicamp.br]:

$$h_{LV} = 2501,5 - 2,3713 T'_a \quad (3.10)$$

e no cálculo da humidade absoluta do ar recorreu-se a equação [Pinho, 2009b]:

$$\omega_a = 0,622\phi \frac{p_{vs}}{p - \phi p_{vs}} \quad (3.11)$$

sendo ϕ [-] a humidade relativa do ar.

Para o cálculo da pressão de vapor saturado p_{vs} [Pa] utilizou-se a equação [Lydersen, 1985]:

$$p_{vs} = \exp \left[23,1863 - \frac{3809,4}{226,7 + T_a} \right] \quad (3.12)$$

válida para temperaturas do ar entre $0 \leq T_a \leq 57^\circ\text{C}$.

3.3.4.1.1 Cálculo dos calores latentes e sensíveis

Para o cálculo dos calores latentes e sensíveis recorreu-se a equação (3.10), onde se calcula a entalpia de entrada (h_{ai}) e a entalpia de saída (h_{ao}), através das propriedades de entrada e saída, respectivamente. Através desta equação é também calculada uma entalpia intermédia (h_{int}) para a temperatura de saída (T_{ao}) e humidade absoluta de entrada (ω_i), pelo que esta entalpia é dada por:

$$h_{int} = c_{pa}T_{ao} + \omega_i(c_{pv}T_{ao} + h_{LVo}) \quad (3.13)$$

Sendo os calores latentes e sensíveis dados pelas seguintes equações, respectivamente:

$$\dot{Q}_{lat} = h_{ao} - h_{int} \quad (3.14)$$

e

$$\dot{Q}_{sens} = h_{int} - h_{ai} \quad (3.15)$$

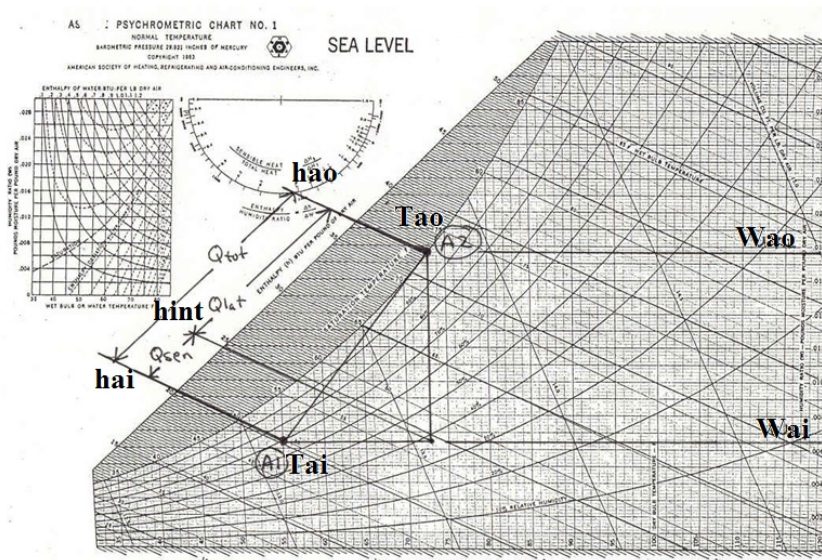


Figura 52 – Diagrama psicrométrico com esquema para o cálculo dos calores latente e sensível [ASHRAE Handbook, 2004].

3.3.4.2 Temperaturas do bolbo húmido

Para o cálculo das temperaturas do bolbo húmido do ar (T'_a) recorre-se ao EES, pois com este software, basta introduzir os valores da temperatura do bolbo seco (T_a), humidades relativas (ϕ) e pressões atmosféricas (p), sendo automaticamente debitado o valor da temperatura do bolbo húmido (T'_a).

Podia também recorrer-se ao cálculo analítico através da conjugação das seguintes expressões [Pinho, 2009b]:

$$T'_a = T_a - \frac{(\omega_{sat}^* - \omega)h_{LV}}{c_{pa} + \omega c_{pv}} \quad (3.16)$$

em que ω_{sat}^* [kg/kg] é a humidade absoluta de saturação calculada para condição em que $T_a = T'_a$ [°C] quando $\phi = 100\%$.

$$w_s^* = 0,622 \frac{p_{vs}^*}{p - p_{vs}^*} \quad (3.17)$$

sendo p_{vs}^* [Pa] a pressão de vapor saturado do ar, que é calculada através da equação de Bolton:

$$p_{vs}^* = 611,2 \exp \left[17,67 \left[\frac{T'_a}{T'_a + 243,5} \right] \right] \quad (3.18)$$

Com as equações (3.10), (3.16), (3.17) e (3.18) tem-se um sistema de 4 equações a 4 incógnitas pelo que se consegue determinar a temperatura do bolbo húmido.

3.3.4.3 Correlações adoptadas para as propriedades da água e ar

No modelo adoptado assume-se que a água está entre 15°C e 50°C pelo que propriedades como c_{pw} [kJ/(kg.K)], ρ_w [kg/m³] e λ_w [W/(m.K)] pouco variam com estas temperaturas pelo que foi utilizado o valor médio destes parâmetros, tirados da Tabela 2 de Stabat e Marchio, [2003]. Quanto à viscosidade dinâmica da água μ_w [kg/(m.s)] esta varia bastante entre estas duas temperaturas pelo que esta propriedade foi relacionada com a temperatura média da água T_{mw} [°C] utilizando os valores fornecidos na Tabela 2 do artigo adoptado. Com estes valores chega-se à seguinte correlação:

$$\mu_w = -2 \times 10^{-5} \times T_{mw} + 0,0014 \quad (3.19)$$

As propriedades do ar como c_{pa} [kJ/(kg.K)], ρ_a [kg/m³], λ_a [W/(m.K)] e ν_a [m²/s] também foram correlacionadas com a temperatura média do ar T_{ma} [°C], para temperaturas do ar entre os 0°C e os 100°C, para isso recorreu-se aos valores tabelados em Incropera et al, [2002] (Anexo A), obtendo-se as seguintes correlações:

$$c_{pa} = 7 \times 10^{-5} \times T_{ma} + 1,0036 \quad (3.20)$$

$$\rho_a = -0,0035 \times T_{ma} + 1,2867 \quad (3.21)$$

$$\lambda_a = [0,0761 \times T_{ma} + 24,152] \times 10^{-3} \quad (3.22)$$

$$\nu_a = [0,0996 \times T_{ma} + 13,5] \times 10^{-6} \quad (3.23)$$

$$Pr_{ma} = 0,0002 \times T_{ma} + 0,714 \quad (3.24)$$

3.3.5 Determinação dos coeficientes de transferência de calor e massa

3.3.5.1 Coeficiente de transferência de calor da água no interior dos tubos

O coeficiente de convecção da água nos tubos foi calculado através da correlação de Dittus-Boetler [Stabat e Marchio, 2003], sendo válida $Re_i > 10^4$. Para números de Reynolds interiores (Re_i) menores esta correlação dá valores excessivos para o coeficiente de convecção.

$$h_c^w = 0,023 \frac{\lambda_w}{d_i} Re_i^{0,8} Pr^{0,3} \quad (3.25)$$

O número de Reynolds (Re_i) da água no interior dos tubos da serpentina é igual a:

$$Re_i = \frac{\rho_w V_w d_i}{\mu_w} \quad (3.26)$$

Quanto ao número de Prandtl (Pr) é calculado através da seguinte equação [Incropera et al, 2002]:

$$Pr_w = \frac{c_{pw} \mu_w}{\lambda_w} \quad (3.27)$$

3.3.5.2 Coeficiente de transferência de calor entre a parede exterior do tubo e a água de atomização

Para o cálculo do coeficiente de transferência por convecção do filme da água de atomização foi considerada a seguinte correlação [Stabat e Marchio, 2003]:

$$h_c^{filme} = C \left(\frac{\dot{G}_{atom}}{d_e} \right)^n \quad (3.28)$$

em que $C = 2100$ e $n = 1/3$ segundo [Mizushina e Miyashita, 1967]

Quanto ao caudal mássico de água de atomização por unidade de largura da serpentina (\dot{G}_{atom}) [kg/(m.s)], este encontra-se situado entre $0,7de \leq \dot{G}_{atom} \leq 5,5de$ para $10 \leq d_e \leq 40 \text{ mm}$, $2500 \leq Re_e \leq 10000$ e $3 \leq Pr \leq 8$ ($15 \leq T_w \leq 60^\circ\text{C}$) [Stabat e Marchio, 2003].

3.3.5.3 Coeficiente de transferência massa

O coeficiente de transferência de massa é dado por:

$$h_m = C(\dot{G}_a)^n \quad (3.29)$$

sendo que o parâmetro C, situa-se entre 0,049 e 0,076 e o expoente n, entre 0,773 e 0,905. O coeficiente de transferência de massa varia essencialmente com o escoamento de ar. Considerando as correlações estabelecidas em Stabat e Marchio [2003], um expoente médio (n) pode ser estabelecido em 0,8.

Quanto à velocidade do fluxo mássico de ar baseado numa área mínima (\dot{G}_a) [kg/(m².s)], o seu cálculo vai ser explicado no capítulo seguinte (4.4.4), na parte do dimensionamento da serpentina.

3.3.5.4 Coeficiente de transferência de calor do ar

3.3.5.4.1 Serpentina molhada

O coeficiente de transferência de massa (h_m) [kg/(m².s)] está relacionado com o coeficiente de transferência de calor (h_c^a) [W/(m².K)] para o mesmo número de Reynolds através da analogia entre a transferência de calor, massa e quantidade de movimento. Chilton e Colburn, propuseram uma analogia (*j-factor analogy*) que correlaciona os coeficientes de transferência de calor e massa com o coeficiente de atrito (f'). Esta analogia, ao contrário da analogia de Reynolds, toma em consideração a diferença entre as espessuras da camada limite (efeito do número de Prandtl e de Schmidt) [Facão, 1999].

Este coeficiente é dado por:

$$h_c^a = c_{pa} h_m Le^{2/3} \quad (3.30)$$

sendo esta equação uma simplificação da analogia de Chilton e Colburn.

Para o caso de ar húmido $Le^{2/3}$ é aproximadamente igual 1 [Facão, 1999], o que simplifica a equação anterior para:

$$h_c^a = c_{pa} h_m \quad (3.31)$$

3.3.5.4.2 Serpentina seca

No caso do funcionamento da torre a seco, não existirá transferência de massa e sim transferência de calor sensível, pelo que as correlações utilizadas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor do ar com serpentina molhada não se aplicam à serpentina seca.

Assim recorre-se a correlação de Zukauskas [Incropera et al, 2002] que é dada pela seguinte equação:

$$\overline{Nu}_D = C Re_{D,max}^m Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad (3.32)$$

válida para um número de toalhas da serpentina $N_T \geq 20$, número de Prandtl compreendido entre $0,7 \leq Pr \leq 500$ e número de Reynolds compreendidos entre $1000 \leq Re_{D,max} \leq 2 \times 10^6$.

Pr e Pr_s referem-se aos números de Prandtl do ar à temperatura de entrada e saída da torre, como estes dois valores são praticamente iguais, utilizou-se o número de Prandtl médio (Pr_{ma}) entre as duas temperaturas do ar de entrada e saída.

As constantes C e m são dadas pela consulta da tabela no Anexo B para o tipo de configuração dos tubos da serpentina adoptada.

O número de Reynolds máximo é dado pela equação:

$$Re_{D,max} = \frac{v_i d_e}{\nu_w} \quad (3.33)$$

Quanto a velocidade do ar, vão existir duas velocidades distintas, a velocidade de aproximação ou superficial (V_{approx}) [m/s] que é a velocidade do ar no momento em que entra na torre e a velocidade intersticial (V_i) [m/s] que é a velocidade máxima do ar entre os tubos da serpentina. Estas duas velocidades são dadas pelas seguintes equações:

$$V_{approx} = \frac{\dot{V}_w}{H_{serp} L_{serp}} \quad (3.34)$$

$$V_i = \frac{\dot{V}_w}{A_p} \quad (3.35)$$

sendo que (A_p) [m²] a área de passagem do ar entre os tubos da serpentina e a velocidade intersticial (V_i) [m/s] irão depender da configuração dos tubos da serpentina adoptada, bem como do espaçamento entre os tubos. O cálculo da área de passagem irá ser visto no Capítulo 4 (4.2.5).

Quando o número de toalhas da serpentina é menor que 20 ($N_T < 20$), é aplicado um factor de correcção de modo a que [Incropera et al, 2002]:

$$\overline{Nu}_D|_{(N_T < 20)} = C_2 \overline{Nu}_D|_{(N_T \geq 20)} \quad (3.36)$$

sendo C_2 uma constante dada para $N_T < 20$ e $Re_{D,max} \geq 10^3$, que é tirada da tabela no Anexo B.

$$\overline{Nu}_D = C_2 C R e_{D,max}^m Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (3.37)$$

Finalmente o coeficiente de transferência de calor (h_c^a) [W/(m².K)] é dado por [Incropera et al, 2002]:

$$h_c^a = \overline{Nu}_D \frac{\lambda_{ai}}{d_e} \quad (3.38)$$

sendo λ_{ai} [W/(m.K)] condutividade térmica à temperatura do ar de entrada e d_e [m] o diâmetro externo dos tubos da serpentina.

3.5.5 Cálculo do coeficiente global de transferência de calor

O cálculo do coeficiente global de transferência de calor é feito através das resistências térmicas individuais da serpentina.

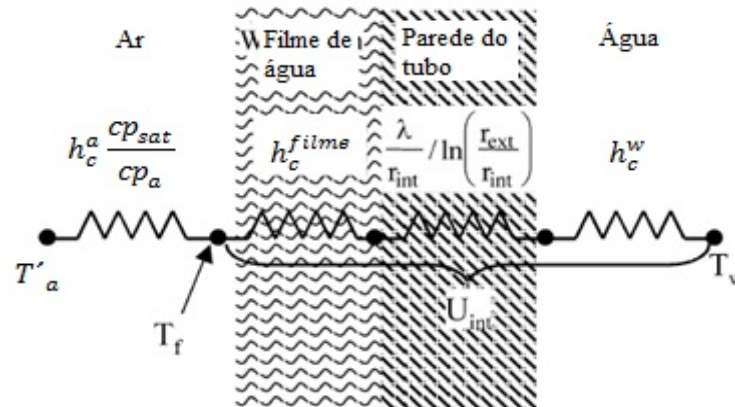


Figura 53 - Esquema da serpentina de calor usando a analogia reo-elétrica [Stabat e Marchio, 2003].

Este coeficiente global de transferência de calor é dado pela seguinte expressão:

$$\frac{1}{(UA)_t} = \frac{1}{(UA)_e} + \frac{1}{(UA)_i} \quad (3.39)$$

sendo que o coeficiente de transferência de calor interno é dado por:

$$\frac{1}{(UA)_i} = \frac{1}{h_c^w * A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{\lambda_{tubo} * A_i} + \frac{1}{h_c^f * A_e} + \frac{R_s}{A_i} \quad (3.40)$$

em que a primeira e a terceira parcela representam as resistências térmicas de convecção da água no interior dos tubos e da água de atomização, respectivamente. Quanto à segunda parcela representa a resistência térmica de condução dos tubos e a última parcela representa a resistência térmica das incrustações interiores à transferência de calor por condução (sujamento) [Taborek, 1987].

Quanto ao coeficiente de transferência de calor externo este é dado por:

$$\frac{1}{(UA)_e} = \frac{1}{h_c^a * A_e} \quad (3.41)$$

Estas equações reduzem-se a apenas uma equação em que se define o coeficiente global de transferência de calor U [W/(m².K)]. Para isso basta definir U em termos ou da área exterior ou interior dos tubos da serpentina.

A definição é arbitrária e sabe-se que [Incropera et al, 2002]:

$$U_i A_i = U_e A_e \quad (3.42)$$

3.3.5.5.1 Cálculo do coeficiente de transferência de calor global serpentina molhada e seca

No presente trabalho optou-se por utilizar a área exterior A_e pelo que o coeficiente global de transferência de calor U vem expresso por:

3.3.5.5.1.1 Serpentina molhada

$$\frac{1}{U} = A_e * \left[\frac{1}{h_c^a * A_e} + \frac{1}{h_c^w * A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{\frac{\lambda_{tubo}}{r_i} * A_i} + \frac{1}{h_c^f * A_e} + \frac{R_s}{A_i} \right] \quad (3.43)$$

3.3.5.5.1.2 Serpentina seca

$$\frac{1}{U} = A_e * \left[\frac{1}{h_c^a * A_e} + \frac{1}{h_c^w * A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{\frac{\lambda_{tubo}}{r_i} * A_i} + \frac{R_s}{A_i} \right] \quad (3.44)$$

ou seja, não entra com a resistência térmica de convecção do filme de água de atomização.

3.3.6 Método das diferenças de temperaturas médias logarítmicas

Como foi referido em (3.2) este método é utilizado no dimensionamento de permutadores de calor, ou seja, no cálculo da área de transferência de calor. É um método utilizado quando se conhecem as temperaturas de entrada e saída do permutador, não sendo adequado a sua utilização quando não se conhecem as temperaturas de saída de ambos os fluidos [Fernandes e Castro, 2008].

Como se verá no capítulo seguinte, foram impostos como condições de fronteira valores tanto para as temperaturas da água de arrefecimento (T_w) como para a temperatura do ar de saída da torre (T_{ao}).

3.3.6.1 Taxa de transferência de calor total na torre

A potencia térmica libertada na torre pode ser dada também por:

$$\dot{Q} = (UA)_t \Delta T_{LM} \quad (3.45)$$

em que

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{wo} - T'_{ai}) - (T_{wi} - T'_{ao})}{\ln\left(\frac{T_{wo} - T'_{ai}}{T_{wi} - T'_{ao}}\right)} \quad (3.46)$$

3.3.7 Potências eléctricas

3.3.7.1 Potência eléctrica de ventilação

No cálculo da potência eléctrica de ventilação recorreu-se a equação [Pinho, 2009a]:

$$\dot{W}_{e_{vent}} = \frac{\dot{V}_a \Delta P_a}{\eta_{vent}} \quad (3.47)$$

equação válida para fluidos incompressíveis, pelo que a sua utilização para o cálculo da potência eléctrica de ventilação é uma aproximação grosseira, uma vez que o ar é um fluido compressível.

No caso do rendimento do ventilador (η_{vent}) [-] e como o ventilador da torre é do tipo induzido, assumiu-se uma valor de 0,8 segundo Pinho, [2009a].

Quanto à queda da pressão causado pelo ventilador (ΔP_{vent}) [Pa], conforme se viu em (3.3.5.4.2) com as equações (3.33) e (3.35), são determinados o número de Reynolds máximo e a velocidade máxima do escoamento de ar, respectivamente.

A queda da pressão do ar na serpentina a seco é então dado por:

$$\Delta P_{vent} = N_T \chi \left(\frac{\rho_a V_i^2}{2} \right) f \quad (3.48)$$

em que f [-] é o factor de fricção e χ [-] é o factor de correcção, dados pela consulta dos gráfico no Anexo C.

Quanto à queda da pressão para o caso da serpentina molhada e devido à falta de dados quanto ao modo como calcular esta queda, utilizou-se a equação anterior, o que é incorrecto uma vez que essa equação se refere ao escoamento do ar através dos tubos da serpentina a seco, enquanto no caso da serpentina molhada ter-se-ão dois escoamentos, o do ar e o da água de atomização, pelo que a queda da pressão será maior.

Assim, para o caso da serpentina molhada, recorreu-se à equação (3.47), mas aumentando-se o seu valor em 50%, como factor de segurança. Este aumento é puramente especulativo. Constata-se aqui uma área onde seria interessante realizarem-se testes laboratoriais de modo a se obterem dados realistas para projecto.

$$\Delta P_{vent} = \left[N_T \chi \left(\frac{\rho_a V_i^2}{2} \right) f \right] \times (1 + 0,50) \quad (3.49)$$

3.3.7.2 Potência eléctrica de bombagem

No cálculo da potência eléctrica de bombagem recorreu-se à equação [Pinho, 2009a]:

$$\dot{W}e_{bomb} = \frac{\dot{V}_w \Delta P_{bomb}}{\eta_{bomb}} \quad (3.50)$$

considerando-se uma bomba do tipo centrifugo, pelo que o rendimento da bomba (η_{bomb}) [-] considerado foi de 0,6, segundo Pinho, [2009a].

Quanto ao aumento de pressão causado pelo sistema de bombagem (ΔP_{bomb}) [Pa], este depende da pressão nos atomizadores, ou seja, da pressão com que água de atomização é distribuída sobre os tubos da serpentina.

A pressão de atomização considerada foi de 3 kgf/cm², que são cerca de 294200 Pa, vindo:

$$\Delta P_{bomb} = 294200 - P_{atm} \quad (3.51)$$

Capítulo 4

4. Explicação do modelo matemático

4. Introdução

Neste capítulo é explicado como se procedeu à aplicação do modelo matemático adoptado no projecto da torre, bem como as condições de projecto adoptadas.

4.1 Condições de projecto da torre

A torre de arrefecimento deve ser projectada para o pior cenário possível de acordo com o local onde vai ser instalada, isto implica uma situação em que o ar exterior se encontra a altas temperaturas, tipicamente no Verão.

Após a escolha do local de instalação, e consultando os registos climáticos do local, deve ser escolhida a maior temperatura do bolbo húmido do ar, ou seja a maior temperatura do bolbo seco e menor humidade relativa. Isto representa dimensionar-se a torre para a maior diferença entre a temperatura de saída da água arrefecida da torre e a temperatura de entrada do bolbo húmido do ar ambiente na torre (aproximação), para uma diferença entre a temperatura de entrada e saída da água de arrefecimento (gama) na torre fixa para uma determinada potência térmica (\dot{Q}).

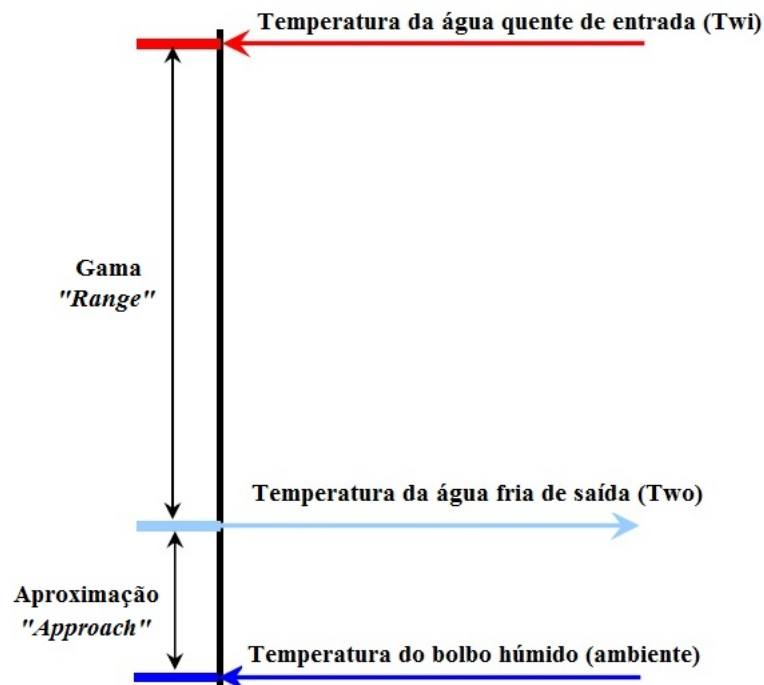


Figura 54 - Esquema que explica a definição de Gama "Range" e Aproximação "Approach" [Energy Efficiency Guide for Industry in Asia, 2004].

Com a torre dimensionada para a pior situação (maior aproximação), no resto do tempo ela poderá funcionar sem problemas, ou seja o seu desempenho irá aumentar, uma vez que as temperaturas do bolbo húmido do ar ambiente irão diminuir e deste modo a aproximação diminui, o que leva ao aumento da eficiência térmica da torre (ϵ).

Neste trabalho como foi referido no Capítulo 2 (2.2) a torre de arrefecimento projectada vai ser instalada no Alentejo. Assim, recorrendo a dados climáticos [www.ineti.pt] dessa zona, nomeadamente de Beja, foi escolhida então a maior temperatura do bolbo húmido (T'_{ai}). Os valores para os quais se obtêm a maior temperatura do bolbo húmido são 40,2°C de temperatura do bolbo seco (T_{ai}) e humidade relativa (ϕ_i) de 2%.

4.1.1 Condições das temperaturas da água de arrefecimento e do ar

Existirão diferentes temperaturas da água de arrefecimento à saída da torre, dependendo da época do ano, caso seja Inverno, Primavera ou Verão. Como foi referido no Capítulo 2 ter-se-ão temperaturas do vapor de escape da turbina de 40°C, 45°C e 60°C, no Inverno, Primavera e Verão, respectivamente. A potência térmica trocada na torre será sempre de 3 MW.

Com estes valores das temperaturas do vapor de escape da turbina escolheram-se valores para a temperatura da água de arrefecimento, tanto de saída (T_{wo}) como de entrada (T_{wi}). As condições do ar de saída também foram previamente escolhidas, ou seja, arbitrou-se tanto a temperatura do bolbo seco (T_{ao}) como a humidade relativa (ϕ_o), permitindo obter-se a temperatura do bolbo húmido (T'_{ao}) e consequentemente as entalpias do ar húmido e de vaporização.

Ao contrário dos valores arbitrados para água que se mantiveram fixos, ou seja, não serão alterados, os valores arbitrados inicialmente para as condições de saída do ar sofreram alterações de modo a que o modelo térmico da torre convergisse para uma solução única.

4.2 Explicação do modelo matemático

A explicação do modelo matemático é referida para condição de projecto de Verão, uma vez que é para este caso que o dimensionamento da torre (serpentina) é feito.

4.2.1 Obtenção dos caudais mássicos da água e do ar

A potência térmica trocada na torre de arrefecimento como foi visto anteriormente é expressa pelas equações (3.1) e (3.2).

É evidência experimental que não há variação entre a temperatura da água de atomização à entrada e à saída. Este facto, conjuntamente com o pressuposto de a transferência de calor entre a torre e a vizinhança é desprezável, resulta em considerar que todo o calor é libertado para o escoamento de ar [Facão, 1999].

Assim considera-se que:

$$\dot{Q} = \dot{m}_w c p_w (T_{wi} - T_{wo}) = \dot{m}_a (h_{ao} - h_{ai}) \quad (4.1)$$

Com os valores escolhidos das temperaturas da água e sabendo a potência térmica (\dot{Q}) [kW] facilmente se tira o caudal mássico de água na torre (\dot{m}_w) [kg/s] através da equação (3.1).

Quanto ao caudal mássico do ar (\dot{m}_a) [kg/s] é tirado através da equação (3.2) pois sabem-se as entalpias de entrada e saída do ar do húmido e de vaporização através das equações (3.9) e (3.10).

Obtêm-se assim através destas duas equações (3.1) e (3.2) os caudais mássicos da água e do ar.

4.2.2 Acerto dos coeficientes globais de transferência de calor

Como é referido em (3.3.6.1) a potência térmica libertada na torre é dada por (3.45), e sabe-se que ΔT_{LM} [°C] é calculado através de (3.46).

Trabalhando com a equação (3.45) e sabendo que se utilizou a área exterior (A_e) no cálculo do coeficiente global de transferência de calor como é dito em (3.3.5.5.1) vem que:

$$\frac{1}{U} = \frac{A_e \Delta T_{LM}}{\dot{Q}} \quad (4.2)$$

De (3.3.5.5.1.1) o cálculo do coeficiente global de transferência de calor é dado pela equação (3.43).

Assim para o correcto dimensionamento da torre é necessário que a equação (3.43) e (4.2) sejam iguais, ou seja, a sua diferença seja aproximadamente 0, o que resulta em ter:

$$\frac{A_e \Delta T_{LM}}{\dot{Q}} = A_e * \left[\frac{1}{h_c^a * A_e} + \frac{1}{h_c^w * A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{\lambda_{tubos} * A_i} + \frac{1}{h_c^f * A_e} + \frac{R_s}{A_i} \right] \quad (4.3)$$

Para que se consiga isto é necessário ajustar com vários parâmetros, tais como: os coeficientes de transferências de calor da água no interior dos tubos (h_c^w), do ar (h_c^a), do filme da água de atomização (h_c^{filme}) e condução dos tubos da serpentina, bem como com as áreas de transferência de calor (A_e e A_i), ou seja, com o comprimento (L_{tubos}), diâmetro (d_e e d_i), número de tubos da serpentina (N_{tubos}) e respectivo espaçamento entre eles (A_i). Também terá que se jogar com o ΔT_{LM} , ou seja, com as temperaturas do bolbo seco e humidades do ar de saída da torre, fazendo pequenos ajustes aos valores inicialmente arbitrados, de modo a se chegar a uma solução coerente.

Constata-se assim que para o caudal mássico da água de arrefecimento (\dot{m}_w) estabelecido para condição de Verão, e consultando catálogos comerciais de torres de arrefecimento (Anexo D) que serviram como referência para o dimensionamento, é necessário que a serpentina se encontre definida entre determinados parâmetros: como largura, profundidade e comprimento.

Após uma primeira definição do tamanho da serpentina, que depende dos diversos parâmetros referidos anteriormente obtém-se um valor do coeficiente global de transferência

de calor U através da equação (3.43). Da equação (4.2) também se irá retirar um valor de U que dependerá como a equação (3.43) da área de transferência de calor (A_e). Estes dois valores de U têm de ser coerentes entre si e tal obriga ao já referido processo de ajustamento das dimensões e condições de operação da torre de arrefecimento.

Mas estando os tamanhos da serpentina, para o caudal da água de arrefecimento, de acordo com os catálogos comerciais, optou-se apenas por alterar na equação (4.2), o ΔT_{LM} [°C], ou seja, irão ser feitos pequenos ajustes às temperaturas do bolbo seco (T_{ao}) e humidades relativas (ϕ_o) do ar de saída considerados, até que se obtenha o acordo desejado.

4.2.3 Dimensionamento da serpentina

No dimensionamento da serpentina arbitraram-se valores como: o diâmetro exterior dos tubos (d_e), comprimentos dos tubos (L_{tubos}), velocidade da água de arrefecimento (V_w) no interior dos tubos e o número de toalhas (N_T). Considerou-se também o material do qual são feitos os tubos que no caso foi o cobre, pelo que se sabe a condutividade térmica (λ_{tubos}) dos tubos.

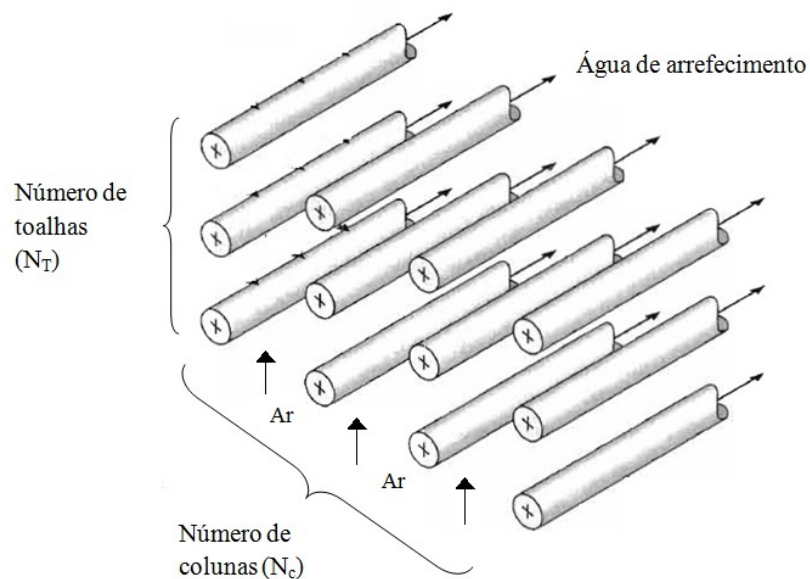


Figura 55 - Esquema do número de toalhas e colunas da serpentina [Incropera e tal, 2002].

4.2.3.1 Configuração dos tubos da serpentina

Na configuração da serpentina utilizou-se o modelo no qual os tubos se encontram alinhados.

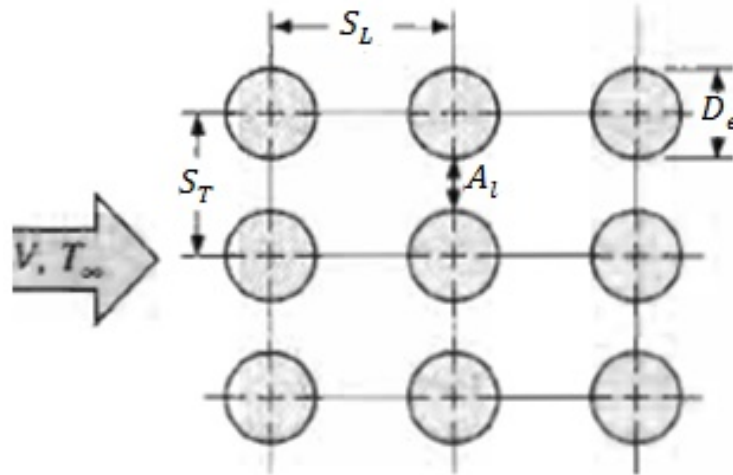


Figura 56 - Configuração dos tubos da serpentina [Incropera et al, 2002].

sendo que se utilizou:

$$\frac{S_T}{d_e} = \frac{S_L}{d_e} \quad (4.4)$$

sendo S_T [m] o passo transversal e S_L [m] o passo longitudinal entre os centros dos tubos da serpentina.

O afastamento entre tubos (A_l) é dado por:

$$A_l = S_T - d_e = S_L - d_e \quad (4.5)$$

4.2.4 Obtenção dos coeficientes de transferência de calor

Ao considerar-se uma velocidade da água de arrefecimento (V_w) [m/s] no interior dos tubos, o coeficiente de transferência de calor da água no interior dos tubos (h_c^w) [W/(m².K)] é determinado através de (3.25), pois consegue-se calcular o número de Reynolds interior (Re_i) e o número de Prandtl da água (Pr_w) pelas equações (3.26) e (3.27), respectivamente.

O coeficiente de transferência de calor entre a parede exterior do tubo e a água de atomização (h_c^{filme}) [W/(m².K)] é determinado através da equação (3.28), onde se sabendo que o caudal mássico da água de atomização por unidade de largura (\dot{G}_{atom}) [kg/(m.s)] se encontra situado entre dois valores (3.3.5.2), dependendo do diâmetro exterior dos tubos, foi considerado o valor médio entre estes dois valores.

Quanto ao coeficiente de transferência de massa (h_m) [kg/(m².s)] e respectivo coeficiente de transferência de calor do ar (h_c^a) [W/(m².K)] , este vai depender da área de passagem do ar (A_p). O cálculo para área de passagem do ar será demonstrado em (4.2.5), pelo que posteriormente se explicará o procedimento de cálculo dos coeficientes de transferência de calor do ar e massa.

4.2.5 Acerto das áreas da serpentina

Ao serem definidos os diâmetros dos tubos, comprimentos e velocidade da água de arrefecimento consegue-se calcular deste modo o número de tubos (N_{tubos}).

Do caudal mássico da água (\dot{m}_w) [kg/s] obtido da equação (3.1) sabe-se que:

$$\dot{m}_w = \rho_w V_w A_i N_c = \rho_w V_w \frac{\pi}{4} d_i^2 N_c \quad (4.6)$$

pelo que o número de colunas (N_c) fica conhecido por (4.6)

Arbitrando agora valores para o número de toalhas (N_T) tira-se deste modo o número de tubos através de:

$$N_{tubos} = N_T N_c \quad (4.7)$$

Sabendo o número de tubos, determina-se então a área de transferência de calor, ou seja, a área exterior dos tubos (A_e):

$$A_e = \pi d_e L_{tubos} N_T N_c \text{ [m}^2\text{]} \quad (4.8)$$

bem como a área interior (A_i) :

$$A_i = \pi d_i L_{tubos} N_T N_c \text{ [m}^2\text{]} \quad (4.9)$$

Com a definição do número de tubos é possível determinar-se o caudal mássico da água de atomização [kg/s]:

$$\dot{m}_{atom} = \dot{G}_{atom} L_{tubos} N_c \quad (4.10)$$

A área de passagem do ar (A_p) entre os tubos vai depender dos passos (S_T) e (S_L) considerados.

Após se ter escolhido os passos, a área de passagem do ar (A_l) [m²] fica definida por:

$$A_p = X_{serp} L_{serp} - N_c d_e L_{tubos} \quad (4.11)$$

sendo X_{serp} a profundidade da serpentina [m] e L_{serp} o comprimento da serpentina [m].

O cálculo da profundidade da serpentina (X_{serp}) [m] é feito através da seguinte equação:

$$X_{serp} = N_c d_e + A_l (N_c + 2) \quad (4.12)$$

e o comprimento da serpentina por:

$$L_{serp} = L_{tubos} + 1 \quad (4.13)$$

ou seja, ao comprimento dos tubos é adicionado meio metro em cada uma das pontas do tubo para a dobra destes.

Quanto ao volume da serpentina [m³], este é dado pela seguinte equação:

$$Vol_{serp} = \left(\frac{\pi}{4} d_i^2 L_{tubos} N_{tubos} \right) \quad (4.14)$$

com d_i e L_{tubos} em [m].

4.2.6 Obtenção do coeficiente de transferência de massa

Após a definição das áreas de transferência de calor e da área de passagem do ar, consegue-se obter o coeficiente de transferência de massa (h_m) [kg/(m².s)] pela equação (3.29), onde o fluxo mássico de ar baseado numa área mínima (\dot{G}_a) [kg/(m².s)] será dado por:

$$\dot{G}_a = \frac{\dot{m}_a}{A_p} \quad (4.15)$$

Com h_m [kg/(m².s)], h_c^a [W/(m².K)] fica definido pela equação (3.31).

Capítulo 5

5. Análise e discussão dos resultados

5.1 Introdução

No presente capítulo são apresentados os resultados obtidos para as três estações do ano consideradas Inverno, Primavera e Verão bem como é feita uma análise e discussão destes.

5.2 Resultados obtidos

5.2.1 Verão

Os resultados obtidos para a condição de projecto de Verão são apresentados nas seguintes tabelas. São também apresentados os resultados dos valores obtidos para as dimensões da serpentina, uma vez que foi para esta condição que a serpentina foi projectada.

Na Tabela 2 são dadas as temperaturas da água de entrada e saída da torre estipuladas para o Verão, bem como a temperatura do ar de entrada da torre (T_{ai}) e humidade relativa de entrada (ϕ_i) arbitradas.

Tabela 2 – Temperaturas de entrada e saídas obtidas da água arrefecida e do ar no Verão.

Água arrefecida					
T_{wi} [°C]			T_{wo} [°C]		
45			35		
Ar					
T_{ai} [°C]	ϕ_i [%]	T'_{ai} [°C]	T_{ao} [°C]	ϕ_o [%]	T'_{ao} [°C]
40,20	2	15,40	42	60	34,31

Na Tabela 3 é feita a comparação dos vários caudais mássicos e volúmicos obtidos no Verão, ou seja, os caudais de água arrefecida, de água de atomização e de ar.

Tabela 3 - Caudais mássicos e volúmicos obtidos da água arrefecida, ar e água de atomização no Verão.

Água arrefecida		Ar				Água de atomização	
\dot{m}_w [kg/s]	\dot{V}_w [m ³ /h]	\dot{m}_a [kg/s]	\dot{V}_a [m ³ /s]	p [Pa]	T_{ma} [°C]	\dot{m}_{atom} [kg/s]	\dot{V}_{atom} [m ³ /h]
71,76	258,34	37,68	32,97	10 ⁵	41,1	41,36	148,88

Com a Tabela 4 podemos comparar os valores dos coeficientes de transferência de calor obtidos para os três caudais analisados.

Tabela 4 - Coeficientes de transferência de calor obtidos da água arrefecida, água de atomização e do ar no Verão.

Água arrefecida		Filme de água de atomização		Ar	
V_w [m/s]	2	C	2100	C	0,0625
$(Re)_i$	94482	n	1/3	n	0,80
Pr_w	4,06	\dot{G}_{atom} [kg/(m ² .s)]	0,10447	\dot{G}_a [kg/(m ² .s)]	3,82
				V_i [m/s]	9,67
h_c^w [W/(m ² .K)]	7251	h_c^{flime} [W/(m ² .K)]	3062	h_m [kg/(m ² .s)]	0,182
				h_c^a [W/(m ² .K)]	184

É de referir que se teve o cuidado de tentar estabelecer um coeficiente de transferência de calor da água no interior dos tubos (h_c^w) dentro dos valores típicos para este tipo de coeficiente (Anexo E), segundo Taborek [1987].

Na tabela abaixo é analisado o erro cometido no cálculo do coeficiente de transferência de calor no Verão.

Tabela 5 - Coeficiente global de transferência de calor obtido e respectivo erro cometido nos cálculos no Verão.

Coeficiente global de transferência de calor	
$\frac{1}{U} = Ae * \left[\frac{1}{h_c^a * A_e} + \frac{1}{h_c^w * A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{\frac{\lambda_{tubo}}{r_i} * A_i} + \frac{1}{h_c^f * A_e} \right]$	$\frac{1}{U} = \frac{A_e \Delta T_{LM}}{\dot{Q}}$
0,00620	0,00621
U [W/(m².K)]	U [W/(m².K)]
160,31	161,06
Erro [%]	
0,47	

A eficiência térmica da torre obtida no Verão bem como a potência térmica máxima possível de transferir na torre e a condição de aproximação são dadas na tabela abaixo.

Tabela 6 - Eficiência térmica da torre no Verão.

Eficiência térmica da torre			
\dot{Q} [kW]	\dot{Q}_{max} [kW]	ϵ [%]	Aproximação [°C]
3000	4696	64	19,6

5.2.1.1 Dimensões da serpentina

Conforme foi referido no Capítulo 4 (4.2.3) no dimensionamento da serpentina arbitraram-se valores para parâmetros como diâmetro externo dos tubos (d_e), comprimentos dos tubos (L_{tubos}) e número de toalhas (N_T), bem como se considerou que os tubos da serpentina eram de cobre, pelo que se sabe a sua condutividade térmica (λ_{tubos}).

Tabela 7 – Valores obtidos quanto ao número de colunas e número de tubos total da serpentina.

Diâmetros			Comprimento	Número tubos		Condutividade térmica tubos
d_e [m]	e [m]	d_i [m]	L_{tubos} [m]	1710		λ_{tubos} [W/(m.K)]
0,0337	0,0026	0,0285	7	N_T	N_c	372
				30	57	

Para o diâmetro exterior (d_e) dos tubos arbitrado recorreu-se às tabelas do Anexo F, considerando-se 1 polegada de diâmetro nominal.

Quanto a selecção dos passos dos tubos da serpentina e conforme foi dito no Capítulo 4 (4.2.3.1) utilizou-se a configuração dos tubos alinhada com passos transversais e longitudinais iguais (Anexo B).

A selecção do passo da serpentina é importante pois determina a quantidade de ar e água de atomização que percorre a serpentina. Tubos menos espaçados levam a uma redução da velocidade do ar e da água de atomização o que implica uma redução eficiência térmica da torre. Do lado do ar irá haver um aumento da perda de carga o que leva a um aumento da potência de ventilação e consequentemente os custos de operação irão aumentar. Contudo aumentar o passo levanamente, apenas com o intuito de diminuir a perda de carga e os escoamentos não é uma boa opção, pois os custos de operação irão aumentar bem como o tamanho da serpentina.

Na Tabela 8 são apresentados os valores da área exterior, interior e de passagem do ar obtidos. Quanto à Tabela 9 são dados os valores dos passos entre os tubos da serpentina considerados bem como o afastamento entre tubos obtido (A_l).

Tabela 8 - Valores obtidos para a área exterior, interior e de passagem do ar da serpentina.

Áreas		
A_e [m ²]	A_i [m ²]	A_p [m ²]
1267	1072	9,87

Tabela 9 - Valores obtidos do afastamento entre tubos da serpentina.

Passos			Afastamento entre tubos
S_T/d_e	S_L/d_e	$S_T = S_L$ [m]	A_l [m]
1,5	1,5	0,05055	0,01685

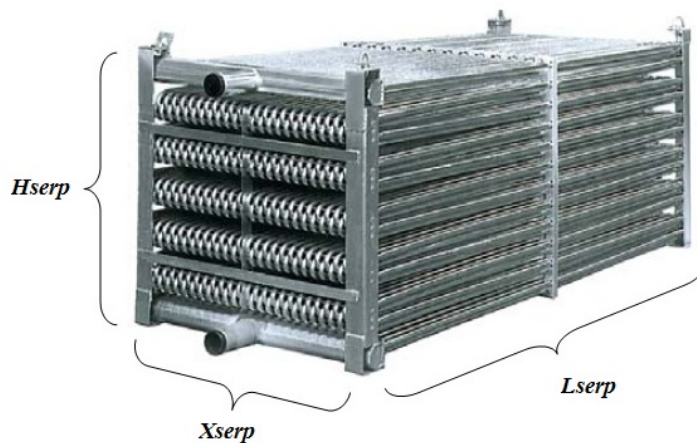


Figura 57 - Esquema com as dimensões da serpentina [www.evapco.eu].

Tabela 10 - Valores obtidos das dimensões da serpentina.

Altura	Profundidade	Comprimento	Volume
H_{serp} [m]	X_{serp} [m]	L_{serp} [m]	Vol_{serp} [m ³]
1,55	2,92	8	7,636

Como se pode verificar pela Tabela 10, os valores obtidos para a serpentina, nomeadamente a altura (H_{serp}) e o volume (Vol_{serp}) da serpentina situam-se próximos dos valores dos catálogos comerciais (Evapco), Anexo D.

5.2.2 Inverno

No Inverno foram analisadas duas situações distintas: o funcionamento com água de atomização, ou seja, com serpentina molhada e o funcionamento sem água de atomização, caso da serpentina seca. Foi também analisado para a situação de serpentina molhada, o funcionamento com um menor caudal de água arrefecida.

A temperatura (T_{ai}) e humidade relativa (ϕ_i) do ar de entrada consideradas foram escolhidas para um dia de Inverno, neste caso do mês de Janeiro, segundo [www.ineti.pt].

Na Tabela 11 são apresentadas as temperaturas estipuladas para a água arrefecida, bem como os valores arbitrados para a temperatura de entrada do ar na torre (T_{ai}) e humidade relativa de entrada (ϕ_i).

Tabela 11 – Temperaturas da água arrefecida e do ar no Inverno, com funcionamento da serpentina molhada e a seco para os diferentes caudais de água arrefecida.

Água arrefecida					
Serpentina molhada (maior caudal)					
T_{wi} [°C]			T_{wo} [°C]		
25			15		
Serpentina molhada (menor caudal)					
T_{wi} [°C]			T_{wo} [°C]		
35			15		
Serpentina seca (menor caudal)					
T_{wi} [°C]			T_{wo} [°C]		
40			20		
Ar					
Serpentina molhada (maior caudal)					
T_{ai} [°C]	ϕ_i [%]	T'_{ai} [°C]	T_{ao} [°C]	ϕ_o [%]	T'_{ao} [°C]
5,1	92	4,54	17,79	100	17,79
Serpentina molhada (menor caudal)					
T_{ai} [°C]	ϕ_i [%]	T'_{ai} [°C]	T_{ao} [°C]	ϕ_o [%]	T'_{ao} [°C]
5,1	92	4,54	22,87	100	22,87
Serpentina seca (menor caudal)					
T_{ai} [°C]	ϕ_i [%]	T'_{ai} [°C]	T_{ao} [°C]	ϕ_o [%]	T'_{ao} [°C]
5,1	92	4,54	22,40	29,83	12,49

Pela análise da Tabela 11, constata-se que para o funcionamento da torre com a serpentina seca, têm-se valores diferentes para as temperaturas da água arrefecida de entrada e saída. Estes valores foram alterados de modo a que o funcionamento da torre fosse possível, pelo que as temperaturas da água arrefecida irão ser maiores do que no caso do funcionamento molhado.

Assim para o funcionamento a seco, as temperaturas de escape da turbina também serão maiores, ou seja, enquanto para o funcionamento molhado a temperatura é de 40°C para um caudal de água arrefecida maior e de 50°C para uma caudal de água arrefecida menor, neste caso será de 55°C.

Na Tabela 12 é feita a comparação dos vários caudais mássicos e volúmicos obtidos no Inverno, para os diferentes caudais mássicos de água arrefecida e de água de atomização considerados.

Tabela 12 – Caudais mássicos e volúmicos obtidos da água arrefecida, água de atomização e ar no Inverno para o funcionamento da serpentina molhada e a seco com um maior e menor caudal de água arrefecida.

Serpentina molhada (maior caudal)								
Água arrefecida		Ar				Água de atomização		
\dot{m}_w [kg/s]	\dot{V}_w [m ³ /h]	\dot{m}_a [kg/s]	\dot{V}_a [m ³ /s]	p [Pa]	T_{ma} [°C]	\dot{m}_{atom} [kg/s]	\dot{V}_{atom} [m ³ /h]	
71,76	258,34	93,23	74,79	10 ⁵	11,45	9,34	33,62	
Serpentina molhada (menor caudal)								
Água arrefecida		Ar				Água de atomização		
\dot{m}_w [kg/s]	\dot{V}_w [m ³ /h]	\dot{m}_a [kg/s]	\dot{V}_a [m ³ /s]	p [Pa]	T_{ma} [°C]	\dot{m}_{atom} [kg/s]	\dot{V}_{atom} [m ³ /h]	
35,88	129,17	60,69	49,03	10 ⁵	13,99	4,67	16,81	
Serpentina seca (menor caudal)								
Água arrefecida		Ar				Água de atomização		
\dot{m}_w [kg/s]	\dot{V}_w [m ³ /h]	\dot{m}_a [kg/s]	\dot{V}_a [m ³ /s]	p [Pa]	T_{ma} [°C]	\dot{m}_{atom} [kg/s]	\dot{V}_{atom} [m ³ /h]	
35,88	129,17	171,99	138,86	10 ⁵	13,75	0	0	

Com as Tabelas 13, 14 e 15 podem-se comparar os valores dos coeficientes de transferência de calor obtidos para os três caudais de água arrefecida e água de atomização considerados no Inverno.

Tabela 13 - Coeficientes de transferência de calor obtidos no Inverno para o funcionamento da serpentina molhada com maior caudal de água arrefecida.

Água arrefecida		Filme de água de atomização		Ar	
V_w [m/s]	2	C	2100	C	0,0625
$(Re)_i$	56689	n	1/3	n	0,80
Pr_w	6,77	\dot{G}_{atom} [kg/(m ² .s)]	0,02359	\dot{G}_a [kg/(m ² .s)]	9,44
				V_i [m/s]	7,57
h_c^w [W/(m ² .K)]	5617	h_c^{flime} [W/(m ² .K)]	1865	h_m [kg/(m ² .s)]	0,377
				h_c^a [W/(m ² .K)]	378

Tabela 14 - Coeficientes de transferência de calor obtidos no Inverno para o funcionamento da serpentina molhada com menor caudal de água arrefecida.

Água arrefecida		Filme de água de atomização		Ar	
V_w [m/s]	2	C	2100	C	0,0625
$(Re)_i$	62988	n	1/3	n	0,80
Pr_w	6,09	\dot{G}_{atom} [kg/(m ² .s)]	0,02359	\dot{G}_a [kg/(m ² .s)]	6,15
				V_i [m/s]	4,97
h_c^w [W/(m ² .K)]	5921	h_c^{flime} [W/(m ² .K)]	1865	h_m [kg/(m ² .s)]	0,267
				h_c^a [W/(m ² .K)]	268

Tabela 15 – Coeficientes de transferência de calor no Inverno para o funcionamento da serpentina seca com menor caudal de água arrefecida.

Água		Filme de água de atomização		Ar	
V_w [m/s]	2	C	2100	C	0,0625
$(Re)_i$	70862	n	1/3	n	0,80
Pr_w	5,42	\dot{G}_{atom} [kg/(m ² .s)]	0	\dot{G}_a [kg/(m ² .s)]	17,42
				V_i [m/s]	14,06
h_c^w [W/(m ² .K)]	6280	h_c^{flime} [W/(m ² .K)]	0	\overline{Nu}_D	165
				h_c^a [W/(m ² .K)]	120

Nas Tabelas 16, 17 e 18 são analisados os erros cometidos no cálculo do coeficiente de transferência de calor no Inverno.

Tabela 16 – Coeficiente global de transferência de calor obtido e respectivo erro cometido nos cálculos no Inverno para o funcionamento da serpentina molhada com maior caudal de água arrefecida.

Coeficiente global de transferência de calor	
$\frac{1}{U} = Ae * \left[\frac{1}{h_c^a * A_e} + \frac{1}{h_c^w * A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{\frac{\lambda_{tubo}}{r_i} * A_i} + \frac{1}{h_c^f * A_e} \right]$	$\frac{1}{U} = \frac{A_e \Delta T_{LM}}{\dot{Q}}$
0,00369	0,00369
U [W/(m².K)]	U [W/(m².K)]
270,75	270,97
Erro [%]	
0,08	

Tabela 17 - Coeficiente global de transferência de calor obtido e respectivo erro cometido nos cálculos no Inverno para o funcionamento da serpentina molhada com menor caudal de água arrefecida.

Coeficiente global de transferência de calor	
$\frac{1}{U} = Ae * \left[\frac{1}{h_c^a * A_e} + \frac{1}{h_c^w * A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{\frac{\lambda_{tubo}}{r_i} * A_i} + \frac{1}{h_c^f * A_e} \right]$	$\frac{1}{U} = \frac{A_e \Delta T_{LM}}{\dot{Q}}$
0,00447	0,00476
U [W/(m².K)]	U [W/(m².K)]
209,86	209,93
Erro [%]	
0,03	

Tabela 18 - Coeficiente global de transferência de calor obtido e respectivo erro cometido nos cálculos no Inverno para o funcionamento da serpentina seca com menor caudal de água arrefecida.

Coeficiente global de transferência de calor	
$\frac{1}{U} = Ae * \left[\frac{1}{h_c^a * A_e} + \frac{1}{h_c^w * A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{\frac{\lambda_{tubo}}{r_i} * A_i} + \frac{1}{h_c^f * A_e} \right]$	$\frac{1}{U} = \frac{A_e \Delta T_{LM}}{\dot{Q}}$
0,00883	0,00883
U [W/(m².K)]	U [W/(m².K)]
113,20	113,20
Erro [%]	
0,00	

As eficiências térmicas da torre obtidas no Inverno bem como as potências térmicas máximas possíveis de transferir na torre e as condições de aproximação são dadas na tabela abaixo.

Tabela 19 - Eficiência térmica da torre no Inverno.

Serpentina molhada (maior caudal)			
\dot{Q} [kW]	\dot{Q}_{max} [kW]	ϵ [%]	Aproximação [°C]
3000	4632	65	10,46
Serpentina molhada (menor caudal)			
\dot{Q} [kW]	\dot{Q}_{max} [kW]	ϵ [%]	Aproximação [°C]
3000	4750	66	10,46
Serpentina seca (menor caudal)			
\dot{Q} [kW]	\dot{Q}_{max} [kW]	ϵ [%]	Aproximação [°C]
3000	5235	57	15,46

5.2.3 Primavera

Como no caso do funcionamento da torre no Inverno também aqui se fez uma análise idêntica, isto é, para as duas situações de funcionamento da torre com serpentina molhada e seca, bem como com dois caudais distintos de água arrefecida para o funcionamento com serpentina molhada.

A temperatura (T_{ai}) e humidade relativa (ϕ_i) do ar de entrada consideradas foram escolhidas para um dia de Primavera, caso do mês de Março, segundo [www.ineti.pt].

Na Tabela 20 são apresentadas as temperaturas estipuladas para a água arrefecida, bem como os valores arbitrados para a temperatura de entrada do ar na torre (T_{ai}) e humidade relativa de entrada (ϕ_i).

Tabela 20 – Temperaturas da água e do ar na Primavera, com funcionamento da serpentina molhada e a seco para os diferentes caudais de água arrefecida.

Água arrefecida					
Serpentina molhada (maior caudal)					
T_{wi} [°C]			T_{wo} [°C]		
30			20		
Serpentina molhada (menor caudal)					
T_{wi} [°C]			T_{wo} [°C]		
40			20		
Serpentina seca (menor caudal)					
T_{wi} [°C]			T_{wo} [°C]		
45			25		
Ar					
Serpentina molhada (maior caudal)					
T_{ai} [°C]	ϕ_i [%]	T'_{ai} [°C]	T_{ao} [°C]	ϕ_o [%]	T'_{ao} [°C]
12,20	75	9,86	22,25	100	22,25
Serpentina molhada (menor caudal)					
T_{ai} [°C]	ϕ_i [%]	T'_{ai} [°C]	T_{ao} [°C]	ϕ_o [%]	T'_{ao} [°C]
12,20	75	9,86	26,85	100	26,85
Serpentina seca (menor caudal)					
T_{ai} [°C]	ϕ_i [%]	T'_{ai} [°C]	T_{ao} [°C]	ϕ_o [%]	T'_{ao} [°C]
12,20	75	9,86	29,85	25,32	16,77

Também, como no caso da condição de projecto de Inverno, obtêm-se temperaturas da água de entrada e saída diferentes como se pode verificar pela análise da Tabela 20, para que deste modo o funcionamento a seco seja possível. Neste caso as temperaturas do vapor de escape da turbina no funcionamento a seco serão iguais às do Verão, ou seja, cerca de 60°C. Enquanto no funcionamento com serpentina molhada obtêm-se valores de 45°C e 55°C, para o maior e menor caudal de água arrefecida, respectivamente.

Na Tabela 21 é feita a comparação dos vários caudais mássicos e volúmicos obtidos na Primavera, para os diferentes caudais mássicos de água arrefecida e de água de atomização considerados.

Tabela 21 - Caudais mássicos e volúmicos obtidos da água arrefecida, água de atomização e ar no Inverno para o funcionamento da serpentina molhada e a seco com maior e menor caudal de água arrefecida.

.Serpentina molhada (maior caudal)							
Água arrefecida		Ar				Água de atomização	
\dot{m}_w [kg/s]	\dot{V}_w [m ³ /h]	\dot{m}_a [kg/s]	\dot{V}_a [m ³ /s]	p [Pa]	T_{ma} [°C]	\dot{m}_{atom} [kg/s]	\dot{V}_{atom} [m ³ /h]
71,76	258,34	83,57	68,14	10 ⁵	17,23	28,02	100,86
Serpentina molhada (menor caudal)							
Água arrefecida		Ar				Água de atomização	
\dot{m}_w [kg/s]	\dot{V}_w [m ³ /h]	\dot{m}_a [kg/s]	\dot{V}_a [m ³ /s]	p [Pa]	T_{ma} [°C]	\dot{m}_{atom} [kg/s]	\dot{V}_{atom} [m ³ /h]
35,88	129,17	55,07	45,20	10 ⁵	19,53	14,01	50,43
Serpentina seca (menor caudal)							
Água arrefecida		Ar				Água de atomização	
\dot{m}_w [kg/s]	\dot{V}_w [m ³ /h]	\dot{m}_a [kg/s]	\dot{V}_a [m ³ /s]	p [Pa]	T_{ma} [°C]	\dot{m}_{atom} [kg/s]	\dot{V}_{atom} [m ³ /h]
35,88	129,17	168,11	138,58	10 ⁵	21,03	0	0

Com as Tabelas 22, 23 e 24 podem-se comparar os valores dos coeficientes de transferência de calor obtidos para os três caudais de água arrefecida e água de atomização considerados na Primavera.

Tabela 22 - Coeficientes de transferência de calor obtidos na Primavera para o funcionamento da serpentina molhada com maior caudal de água arrefecida.

Água arrefecida		Filme de água de atomização		Ar	
V_w [m/s]	2	C	2100	C	0,0625
$(Re)_i$	62988	n	1/3	n	0,80
Pr_w	6,09	\dot{G}_{atom} [kg/(m ² .s)]	0,07077	\dot{G}_a [kg/(m ² .s)]	8,46
				V_i [m/s]	6,9
h_c^w [W/(m ² .K)]	5921	h_c^{flime} [W/(m ² .K)]	2689	h_m [kg/(m ² .s)]	0,345
				h_c^a [W/(m ² .K)]	347

Tabela 23 - Coeficientes de transferência de calor obtidos na Primavera para o funcionamento da serpentina molhada com menor caudal de água arrefecida.

Água arrefecida		Filme de água de atomização		Ar	
V_w [m/s]	2	C	2100	C	0,0625
$(Re)_i$	70862	n	1/3	n	0,80
Pr_w	5,42	\dot{G}_{atom} [kg/(m ² .s)]	0,07077	\dot{G}_a [kg/(m ² .s)]	5,58
				V_i [m/s]	4,58
h_c^w [W/(m ² .K)]	6280	h_c^{flime} [W/(m ² .K)]	2689	h_m [kg/(m ² .s)]	0,247
				h_c^a [W/(m ² .K)]	248

Tabela 24 - Coeficientes de transferência de calor obtidos na Primavera para o funcionamento da serpentina seca com menor caudal de água arrefecida.

Água arrefecida		Filme de água de atomização		Ar	
V_w [m/s]	2	C	2100	C	0,0625
$(Re)_i$	80985	n	1/3	n	0,80
Pr_w	4,74	\dot{G}_{atom} [kg/(m ² .s)]	0	\dot{G}_a [kg/(m ² .s)]	17,03
				V_i [m/s]	14,03
h_c^w [W/(m ² .K)]	6714	h_c^{flime} [W/(m ² .K)]	0	\overline{Nu}_D	160
				h_c^a [W/(m ² .K)]	119

Nas Tabelas 25, 26 e 27 são analisados os erros cometidos no cálculo do coeficiente de transferência de calor na Primavera.

Tabela 25 - Coeficiente global de transferência de calor (U) obtido e respectivo erro cometido nos cálculos na Primavera para o funcionamento da serpentina molhada com maior caudal de água arrefecida.

Coeficiente global de transferência de calor	
$\frac{1}{U} = Ae * \left[\frac{1}{h_c^a * A_e} + \frac{1}{h_c^w * A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{\frac{\lambda_{tubo}}{r_i} * A_i} + \frac{1}{h_c^f * A_e} \right]$	$\frac{1}{U} = \frac{A_e \Delta T_{LM}}{\dot{Q}}$
0,00376	0,00376
U [W/(m ² .K)]	U [W/(m ² .K)]
266,04	266,29
Erro [%]	
0,09	

Tabela 26 - Coeficiente global de transferência de calor obtido e respectivo erro cometido nos cálculos na Primavera para o funcionamento da serpentina molhada com menor caudal de água arrefecida.

Coeficiente global de transferência de calor	
$\frac{1}{U} = Ae * \left[\frac{1}{h_c^a * A_e} + \frac{1}{h_c^w * A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{\frac{\lambda_{tubo}}{r_i} * A_i} + \frac{1}{h_c^f * A_e} \right]$	$\frac{1}{U} = \frac{A_e \Delta T_{LM}}{\dot{Q}}$
0,00489	0,00489
U [W/(m ² .K)]	U [W/(m ² .K)]
204,54	204,47
Erro [%]	
0,04	

Tabela 27 - Coeficiente global de transferência de calor obtido e respectivo erro cometido nos cálculos na Primavera para o funcionamento da serpentina seca com menor caudal de água arrefecida.

Coeficiente global de transferência de calor	
$\frac{1}{U} = Ae * \left[\frac{1}{h_c^a * A_e} + \frac{1}{h_c^w * A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{\frac{\lambda_{tubo}}{r_i} * A_i} + \frac{1}{h_c^f * A_e} \right]$	$\frac{1}{U} = \frac{A_e \Delta T_{LM}}{\dot{Q}}$
0,00890	0,00890
U [W/(m ² .K)]	U [W/(m ² .K)]
112,42	112,69
Erro [%]	
0,24	

As eficiências térmicas da torre obtidas na Primavera bem como as potências térmicas máximas possíveis de transferir na torre e as condições de aproximação são dadas na tabela abaixo.

Tabela 28 - Eficiência térmica da torre na Primavera.

Serpentina molhada (maior caudal)			
\dot{Q} [kW]	\dot{Q}_{max} [kW]	ϵ [%]	Aproximação [°C]
3000	4877	62	10,14
Serpentina molhada (menor caudal)			
\dot{Q} [kW]	\dot{Q}_{max} [kW]	ϵ [%]	Aproximação [°C]
3000	4520	66	10,14
Serpentina seca (menor caudal)			
\dot{Q} [kW]	\dot{Q}_{max} [kW]	ϵ [%]	Aproximação [°C]
3000	4920	61	15,14

5.3 Discussão dos resultados

5.3.1 Dimensão da torre

Começando a análise dos resultados com uma comparação dos valores obtidos para a dimensão da serpentina com o catálogo comercial consultado pode-se constatar pela observação da Tabela 29 que se conseguiu estabelecer uma dimensão da serpentina próximo do valor do catálogo comercial (Anexo D), conforme foi referido em (5.2.1.1). Com estas dimensões consegue-se assim saber as dimensões que a torre vai tomar.

Tabela 29 – Valores obtidos do tamanho da serpentina e valores do tamanho da serpentina do catálogo comercial consultado.

Valores obtidos				Valores catálogo comercial				
Serpentina				Serpentina	Torre			
H_{serp} [m]	X_{serp} [m]	L_{serp} [m]	Vol_{serp} [m ³]	H_{serp} [m]	Vol_{serp} [m ³]	H_{torre} [m]	X_{torre} [m]	L_{torre} [m]
1,55	2,92	8	7,636	1,21	7,515	5,45	3,61	11,04

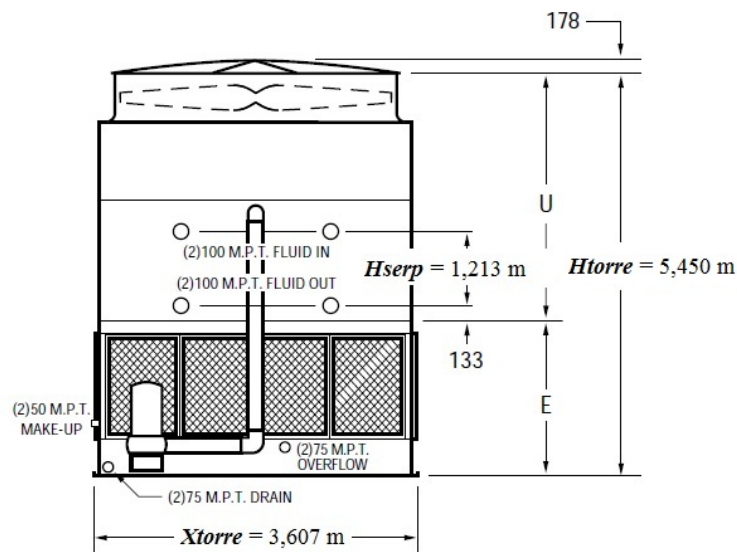


Figura 58 – Dimensões da torre (vista lateral) [www.evapco.eu].

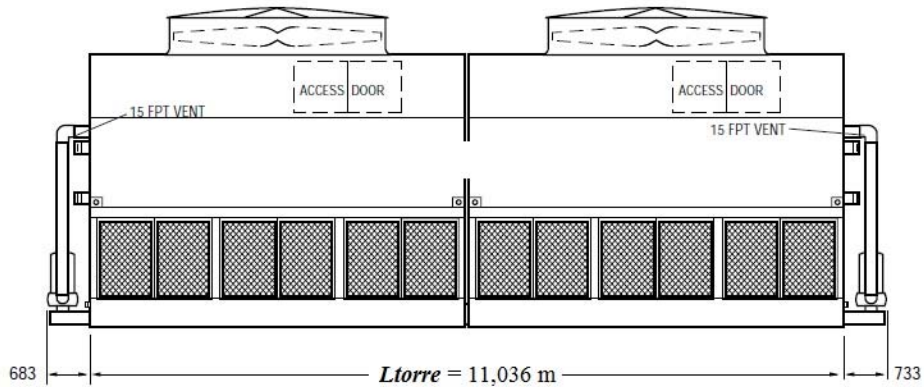


Figura 59 - Dimensões da torre (vista de frente) [www.evapco.eu].

5.3.2 Coeficiente global de transferência de calor

Procedendo agora à análise do modelo pelos valores dos coeficientes globais de transferência de calor U obtidos, constata-se pela análise do gráfico da Figura 60 que estes valores estão de acordo com o esperado, ou seja, o maior coeficiente global de transferência de calor para a situação de Inverno com água de atomização, sendo o pior valor para a situação de Verão, estando a Primavera numa situação intermédia entre estas duas estações, sendo que estes coeficientes referem-se a situações em que há o funcionamento da torre com água de atomização para o maior caudal de água a ser arrefecida.

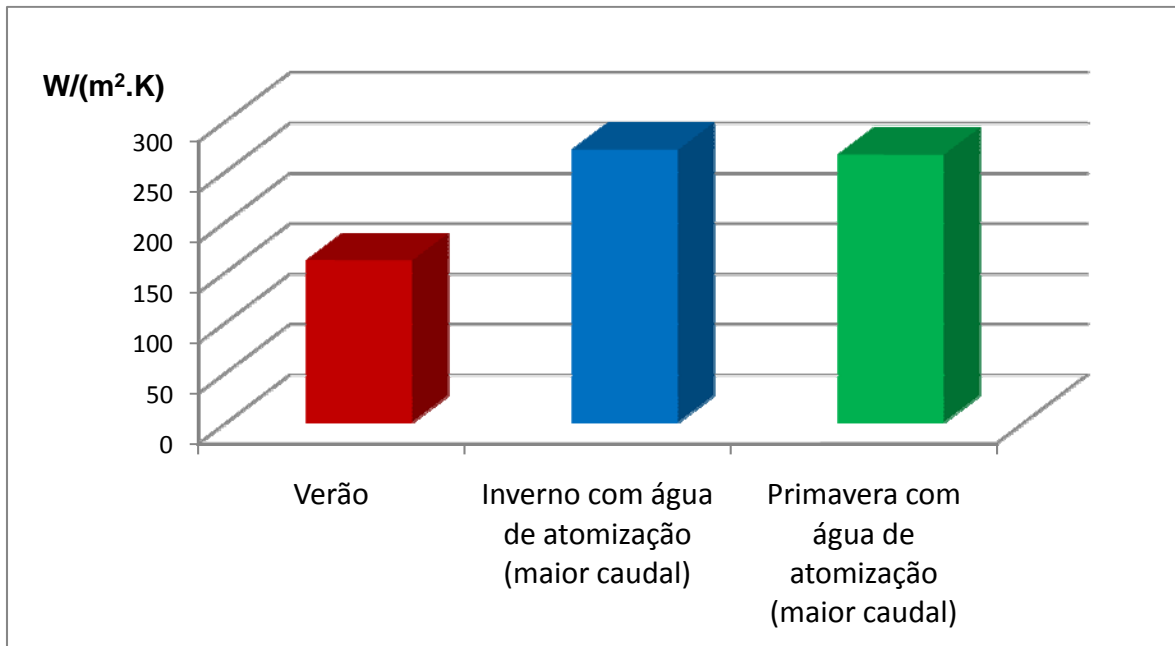


Figura 60 – Comparação dos coeficientes globais de transferência de calor obtidos para as três estações analisadas para o funcionamento da serpentina molhada com maior caudal de água arrefecida.

Quando se tem a situação de um menor caudal de água arrefecida, situação esta estudada no caso do Inverno e Primavera com e sem água de atomização, constata-se pela análise dos gráficos das figuras abaixo que também aqui e para as situações com o uso de água de atomização, que o coeficiente global de transferência de calor é maior no Inverno, seguido da Primavera.

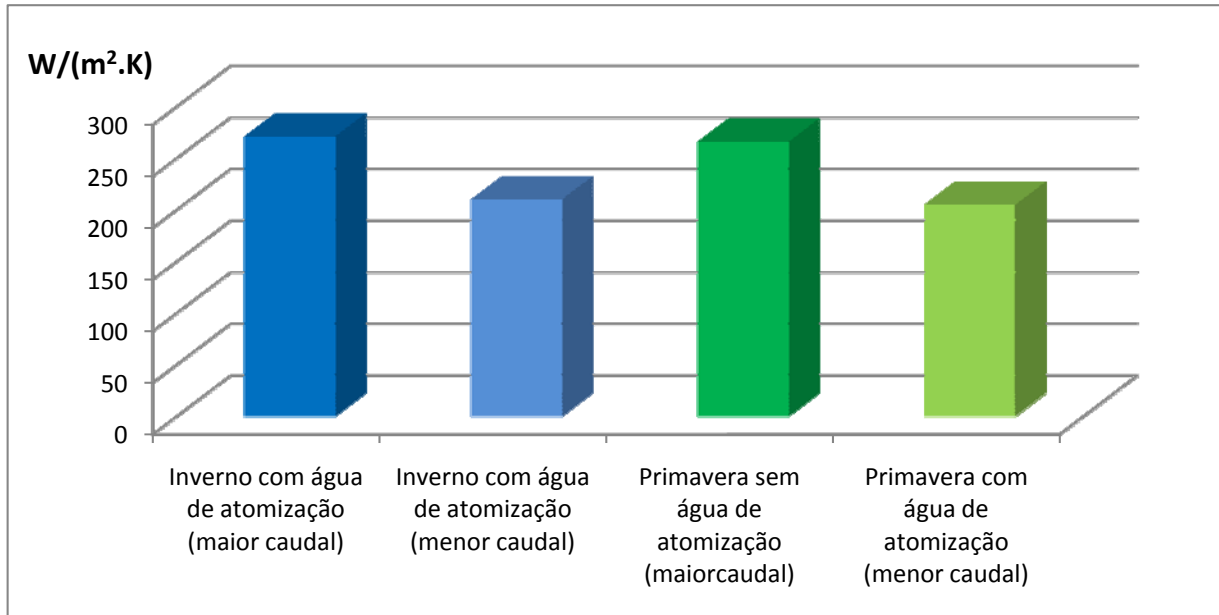


Figura 61 - Comparação dos coeficientes globais de transferência de calor obtidos no Inverno e Primavera para o funcionamento da serpentina molhada com menor caudal de água arrefecida.

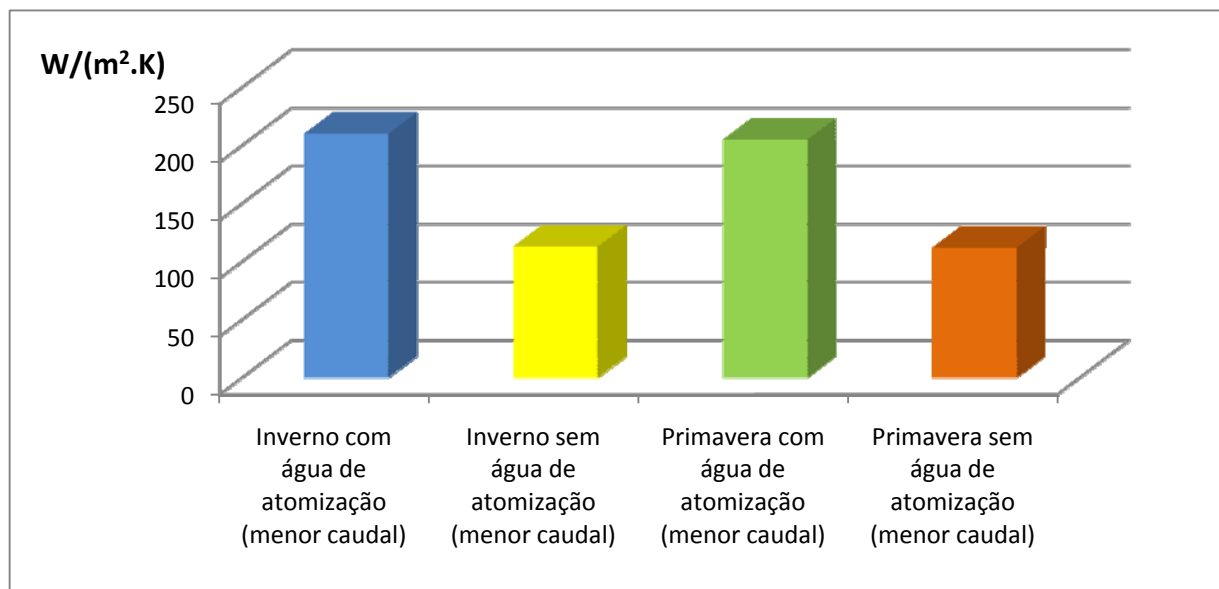


Figura 62 - Comparação dos coeficientes globais de transferência de calor obtidos no Inverno e Primavera para o funcionamento da serpentina molhada e seca com menor caudal de água arrefecida.

Seria de esperar que no Inverno sem água de atomização o valor do coeficiente global de transferência de calor fosse um pouco maior do que na situação da Primavera também sem água de atomização. O que se verifica é que nestas duas situações este valor é praticamente igual. O facto de se ter coeficientes de transferência de calor globais praticamente iguais deve-se às temperaturas de saída da água arrefecida que são diferentes nos dois casos. Tendo temperaturas diferentes, e sendo o caudal de ar quase o mesmo, verifica-se que no Inverno as condições de aproximação são maiores do que na Primavera pela análise das Tabelas 19 e 28. Quanto a condições de aproximação, refira-se, lembrando o que foi dito em (4.1), é a diferença entre a temperatura de saída da água arrefecida da torre e a temperatura do bolbo húmido do ar ambiente que entra na torre. Ora sendo os caudais de água arrefecida os mesmos, os caudais de ar praticamente iguais e tendo uma aproximação ligeiramente maior no Inverno, é possível compreender porque estes dois valores dos coeficientes globais de transferência de calor são praticamente iguais.

5.3.3 Caudais mássicos obtidos

Nos gráficos das figuras abaixo é possível fazer uma comparação dos caudais de água arrefecida, água de atomização e ar obtidos para as três estações do ano analisadas.

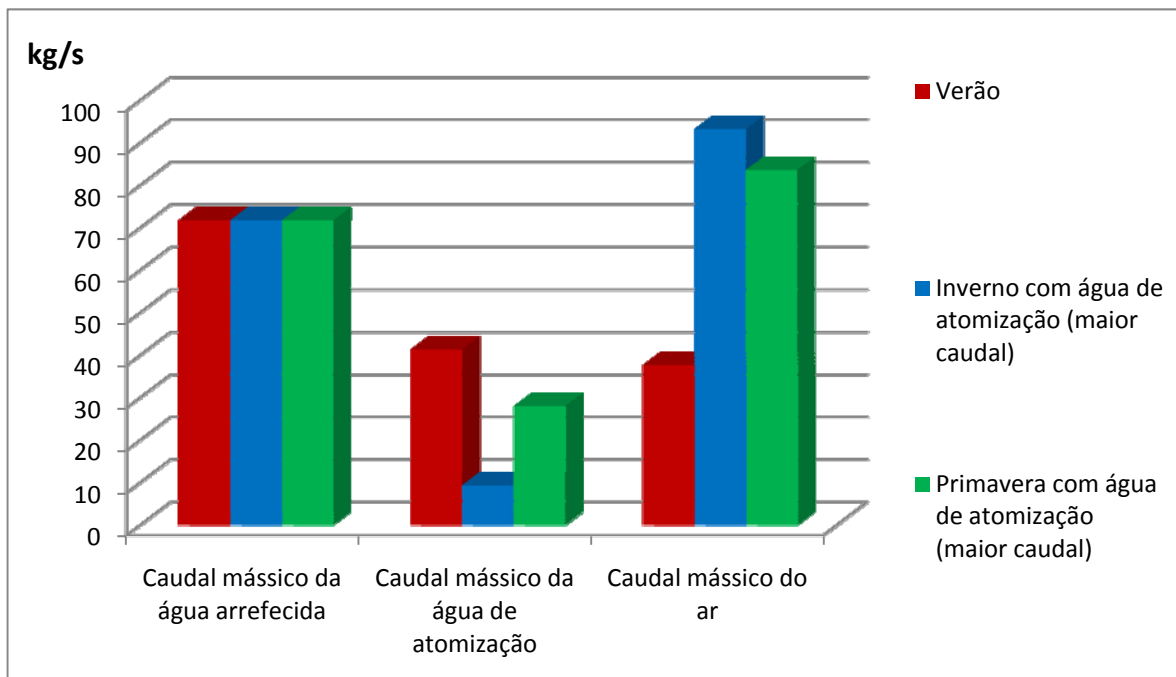


Figura 63 – Comparação dos caudais mássicos da água arrefecida, água de atomização e ar obtidos para as três estações do ano analisadas para funcionamento da serpentina molhada com maior caudal de água arrefecida.

É possível verificar que o consumo de água de atomização é maior no Verão. O maior consumo de água de atomização nesta situação deve-se a necessidade de conseguir transferir maior quantidade de calor, sendo apenas possível aumentando a troca de calor latente.

Assim os valores obtidos dos caudais de atomização permitem saber que para o Verão haverá um consumo de água de atomização cerca de 77% maior que no Inverno e 32% maior do que na Primavera, isto para a situação de um maior caudal de água arrefecida.

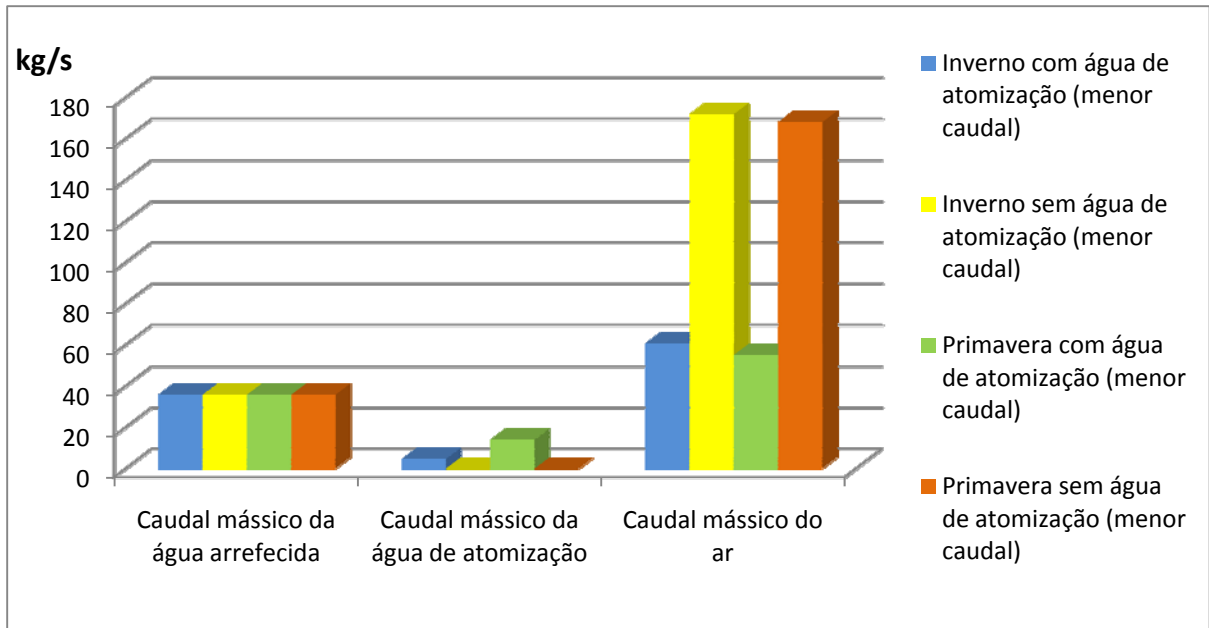


Figura 64 - Comparação dos caudais mássicos da água arrefecida, água de atomização e ar obtidos no Inverno e Primavera para funcionamento da serpentina molhada e seca com menor caudal de água arrefecida.

Comparando os gráficos das Figuras 63 e 64 para as situações de Inverno e Primavera com água de atomização, verifica-se que no caso de um menor caudal de água arrefecida, o caudal mássico do ar diminui.

Quanto à situação sem água de atomização verifica-se pela análise do gráfico da Figura 64 um grande consumo de ar para ambas as estações.

5.3.4 Calores latentes e sensíveis obtidos

O gráfico da Figura 65 mostra as quantidades de calor trocadas, tanto latente e sensível, em cada uma das três estações estudadas.

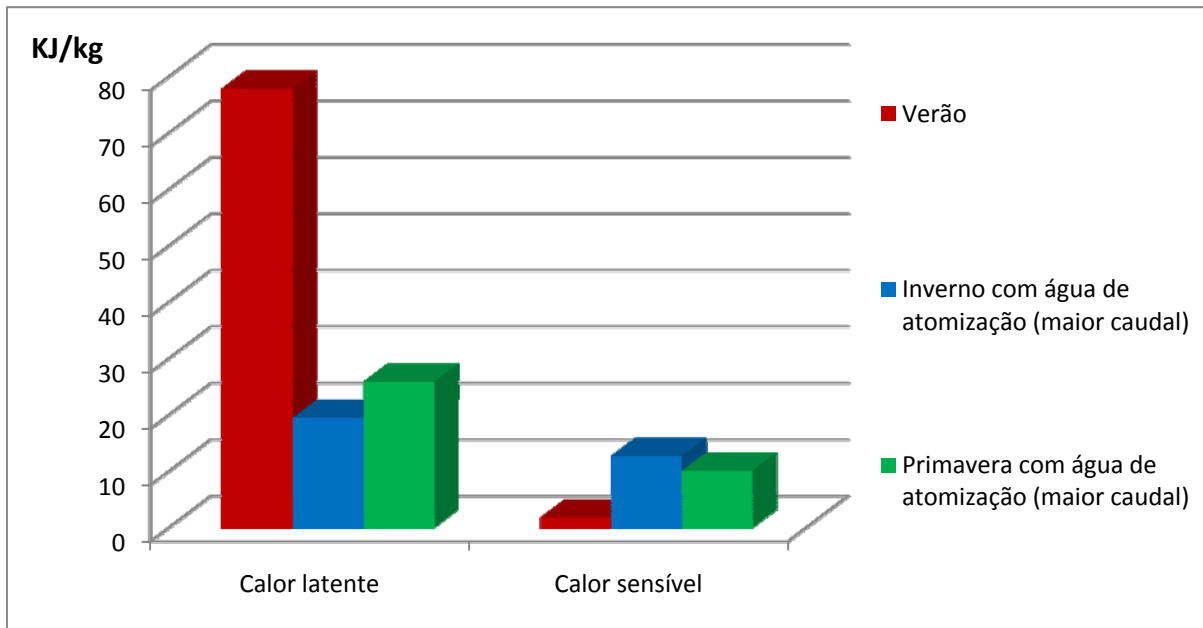


Figura 65 – Comparação dos calores latentes e sensíveis obtidos para as três estações analisadas para o funcionamento da serpentina molhada com maior caudal de água arrefecida.

Como se pode constatar a troca de calor latente no Verão é muito superior à das outras estações, devendo-se isto, ao maior caudal de água de atomização, conforme foi referido anteriormente.

Quanto ao calor sensível é possível verificar que este é maior para as situações de Inverno e Primavera, isto é compressível na medida em que se têm menores caudais de água de atomização bem como o caudal de ar consumido é maior conforme pode ser visto no gráfico da Figura 65. Ora tendo menores caudais de atomização, não é criada uma “barreira” tão intensa a troca de calor sensível, daí os maiores valores obtidos para este calor.

Analisando agora as situações de Inverno e Primavera com água de atomização e maior e menor caudal de água arrefecida, constata-se pelo gráfico da Figura 66 que a troca de calor latente e sensível é maior nas situações em que se tem um menor caudal de água arrefecida.

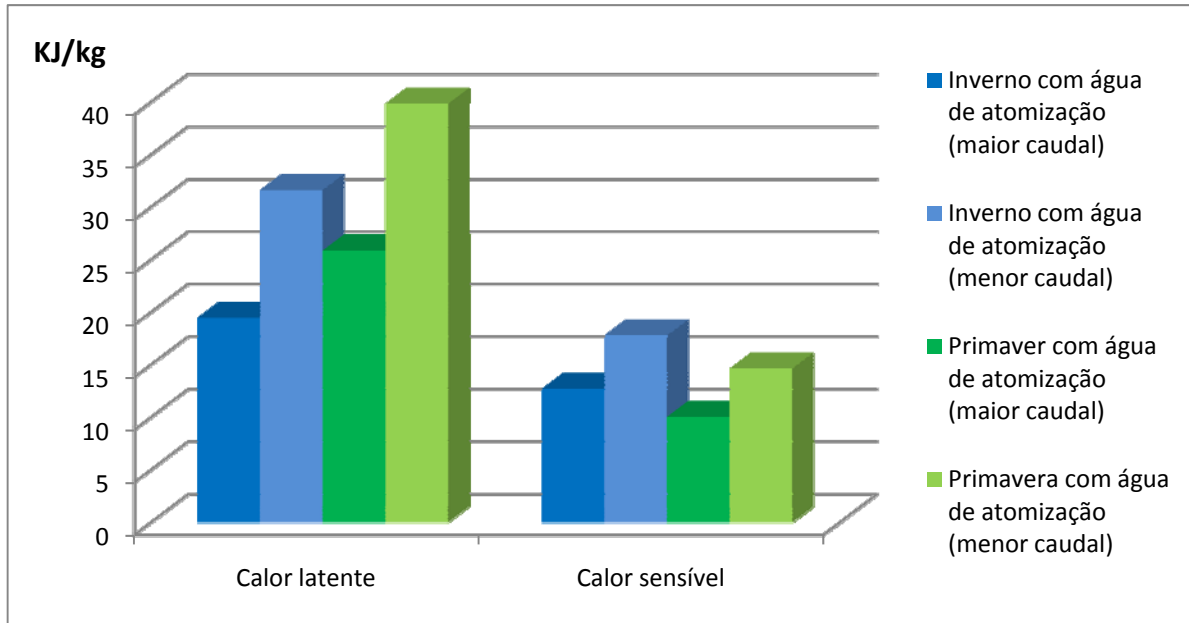


Figura 66 - Comparação dos calores latentes e sensíveis obtidos no Inverno e Primavera para funcionamento da serpentina molhada com maior e menor caudal de água arrefecida.

Fazendo agora uma análise dos calores para as situações de Inverno e Primavera com e sem água de atomização para um menor caudal, é possível constatar pelo gráfico da Figura 67 que se obteve para Primavera e quanto à troca de calor sensível um valor deste calor maior na situação sem água de atomização do que com água de atomização, o que é de esperar. Já para o caso do Inverno obteve-se um valor do calor sensível ligeiramente maior com água de atomização. Isto pode parecer entrar em conflito com o que foi referido anteriormente, quando se disse, que para uma situação sem água de atomização a troca de calor sensível é maior. Contudo, o caudal mássico de água de atomização é muito pequeno no Inverno. Como, porém, associado à troca de calor latente há também uma parte de transferência de calor sensível, este ligeiro aumento é explicado por isto.

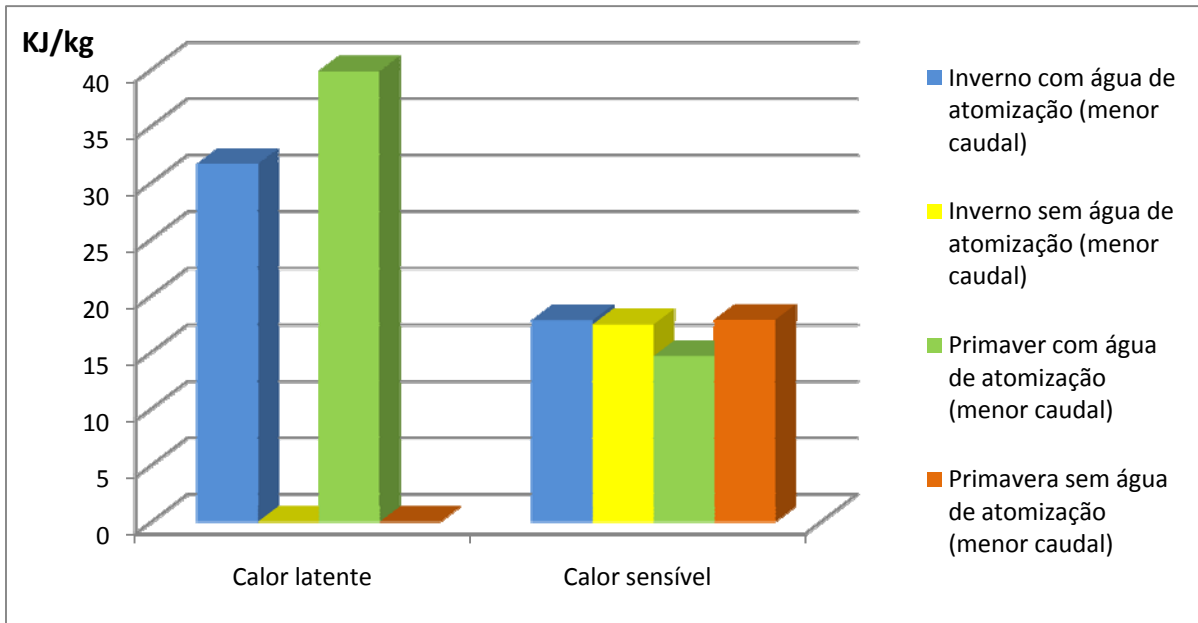


Figura 67 - Comparação dos calores latentes e sensíveis obtidos no Inverno e Primavera para funcionamento da serpentina molhada e seca com menor caudal de água arrefecida.

5.3.5 Potências eléctricas

As potências eléctricas obtidas dividem-se na potência de ventilação e na potência de bombagem da água de atomização. Não foi considerada a potência de bombagem da água a ser arrefecida por se assumir que o seu cálculo estaria ligado ao dimensionamento da central instalada a montante da torre de arrefecimento.

Com a observação do gráfico da Figura 68, verifica-se que consumo de energia de ventilação no Verão é pequeno, quando comparado com as outras duas estações. Porém a energia consumida na bombagem da água de atomização é maior.

O maior consumo de energia de ventilação foi para o Inverno, isto deve-se ao pequeno caudal de atomização que se considerou, que faz com que seja necessário consumir mais energia de ventilação. Quanto à potência de bombagem, é facilmente visível que o consumo será maior no Verão, devido ao grande caudal de atomização. A menor potência será obviamente para o Inverno, uma vez que o caudal de atomização é o menor.

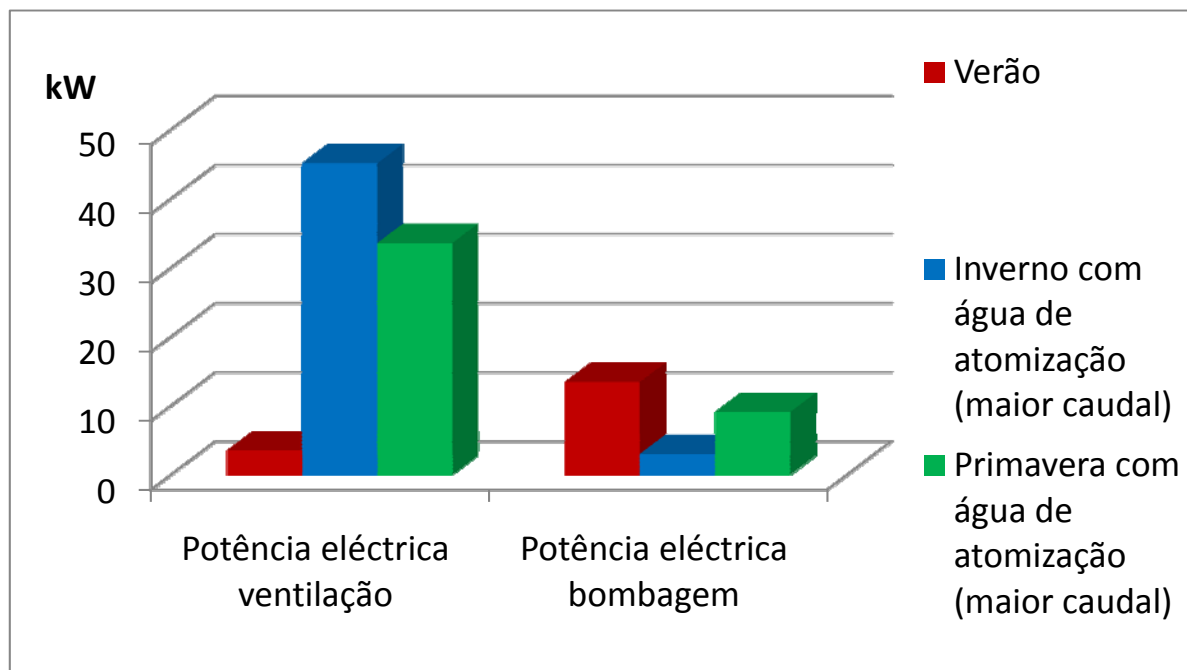


Figura 68 – Comparação das potências eléctricas de ventilação e bombagem para as três estações analisadas para funcionamento da serpentina molhada com maior caudal de água arrefecida.

Analisando o gráfico da Figura 69 que faz a comparação das várias potências eléctricas consumidas para o Inverno e Primavera com maior e menor caudal de água arrefecida, verifica-se que as potências eléctricas de ventilação e bombagem são maiores para um maior caudal de água arrefecida. Também aqui o consumo de energia de ventilação no Inverno é maior do que na Primavera. A explicação deste facto é a mesma mencionada anteriormente.

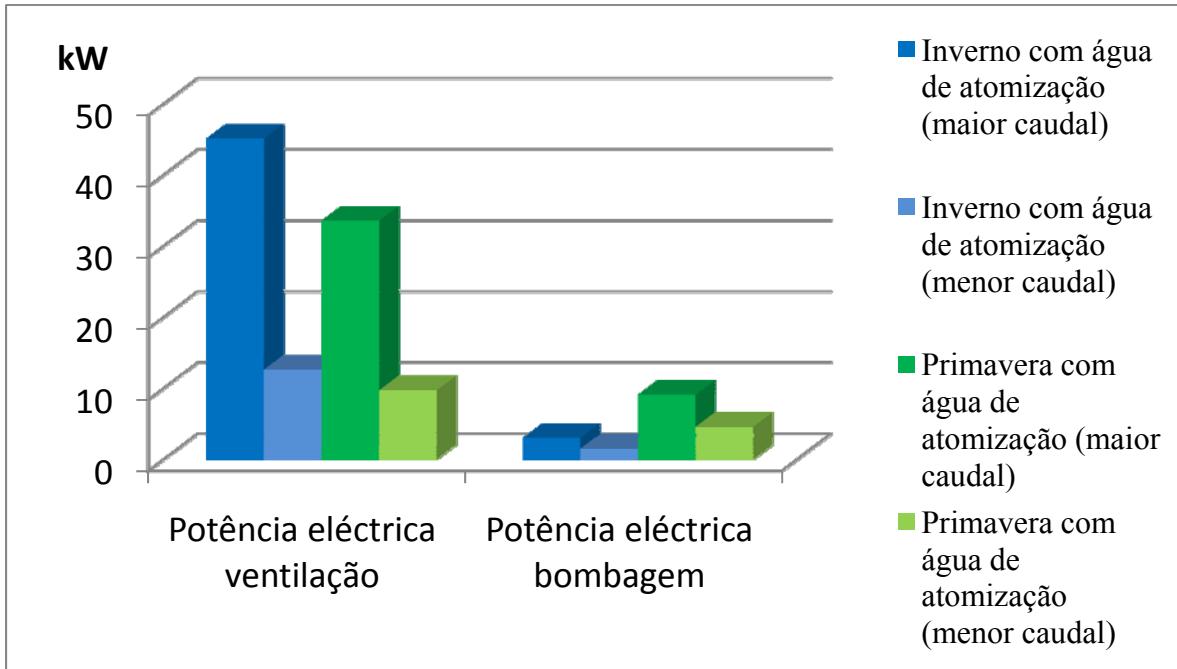


Figura 69 - Comparação das potências eléctricas de ventilação e bombagem no Inverno e Primavera para funcionamento da serpentina molhada com maior e menor caudal de água arrefecida.

Com o gráfico da Figura 70 podem-se comparar as potências eléctricas obtidas para as situações de Inverno e Primavera com e sem água de atomização e para maior e menor caudal de água a ser arrefecida.

Nas situações sem água de atomização, os gastos de energia de ventilação são consideravelmente superiores aos com água de atomização, o que era de esperar.

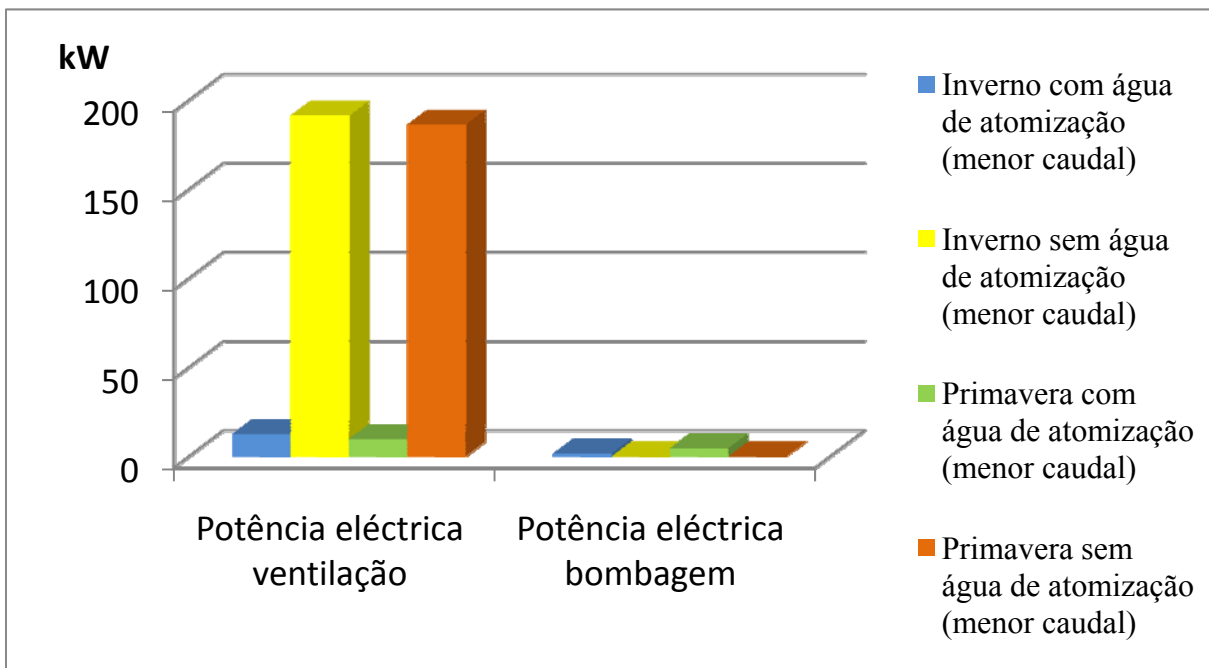


Figura 70 - Comparação das potências eléctricas de ventilação e bombagem no Inverno e Primavera para funcionamento da serpentina molhada e seca com menor caudal arrefecida.

Nas tabelas abaixo são apresentados os valores das potências eléctricas, tanto de bombagem da água de atomização como de ventilação do ar.

Na Tabela 30 é feita uma comparação entre as potências eléctricas obtidas para as três estações analisadas com o funcionamento da serpentina molhada para um maior caudal de água arrefecida.

Tabela 30 - Valores obtidos das potências eléctricas de ventilação e bombagem para as três estações analisadas para funcionamento da serpentina molhada com maior caudal de água arrefecida.

Inverno c/atom	Primavera c/atom	Verão
\dot{m}_w [kg/s]		
71,76		
\dot{m}_{atom} [kg/s]		
9,34	28,02	41,36
\dot{V}_a [m³/s]		
74,79	68,14	32,97
\dot{V}_{atom} [m³/s]		
0,009	0,028	0,042
ΔP_{vent} [Pa]		
483	394	86
ΔP_{bomb} [Pa]		
194200		
$\dot{W}e_{vent}$ [kW]		
45,13	33,58	3,55
$\dot{W}e_{bomb}$ [kW]		
3,04	9,12	13,46
$\dot{W}e_{total}$ [kW]		
48,17	42,70	17,00

Na Tabela 31 é feita uma comparação entre as potências eléctricas obtidas no Inverno e Primavera com o funcionamento da serpentina molhada para um maior e menor caudal de água arrefecida.

Tabela 31 - Valores obtidos das potências eléctricas de ventilação e bombagem no Inverno e Primavera para o funcionamento da serpentina molhada com maior e menor caudal de água arrefecida.

Inverno c/atom (maior caudal)	Primavera c/atom (maior caudal)	Inverno c/atom (menor caudal)	Primavera c/atom (menor caudal)
\dot{m}_w [kg/s]		\dot{m}_w [kg/s]	
71,76		35,88	
\dot{m}_{atom} [kg/s]		\dot{m}_{atom} [kg/s]	
9,34	28,02	4,67	14,01
\dot{V}_a [m ³ /s]		\dot{V}_a [m ³ /s]	
74,79	68,14	49,03	45,20
\dot{V}_{atom} [m ³ /s]		\dot{V}_{atom} [m ³ /s]	
0,009	0,028	0,005	0,014
ΔP_{vent} [Pa]		ΔP_{vent} [Pa]	
483	394	206	172
ΔP_{bomb} [Pa]		ΔP_{bomb} [Pa]	
194200		194200	
$\dot{W}e_{vent}$ [kW]		$\dot{W}e_{vent}$ [kW]	
45,13	33,58	12,63	9,74
$\dot{W}e_{bomb}$ [kW]		$\dot{W}e_{bomb}$ [kW]	
3,04	9,12	1,52	4,56
$\dot{W}e_{total}$ [kW]		$\dot{W}e_{total}$ [kW]	
48,17	42,70	14,15	14,30

Com a Tabela 32 é feita uma comparação entre as potências eléctricas obtidas no Inverno e Primavera com o funcionamento da serpentina molhada e seca para um menor caudal de água arrefecida.

Tabela 32 - Valores obtidos das potências eléctricas de ventilação e bombagem no Inverno e Primavera para funcionamento da serpentina molhada e seca com menor caudal de água arrefecida.

Inverno c/atom (menor caudal)	Primavera c/atom (menor caudal)	Inverno s/atom (menor caudal)	Primavera s/atom (menor caudal)
\dot{m}_w [kg/s]			
35,88			
\dot{m}_{atom} [kg/s]		\dot{m}_{atom} [kg/s]	
4,67	14,01	0	
\dot{V}_a [m³/s]		\dot{V}_a [m³/s]	
49,03	45,20	138,86	138,58
\dot{V}_{atom} [m³/s]		\dot{V}_{atom} [m³/s]	
0,005	0,014	0	
ΔP_{vent} [Pa]		ΔP_{vent} [Pa]	
206	172	1102	1075
ΔP_{bomb} [Pa]		ΔP_{bomb} [Pa]	
194200		194200	
$\dot{W}e_{vent}$ [kW]		$\dot{W}e_{vent}$ [kW]	
12,63	9,74	191	186
$\dot{W}e_{bomb}$ [kW]		$\dot{W}e_{bomb}$ [kW]	
1,52	4,56	0	
$\dot{W}e_{total}$ [kW]		$\dot{W}e_{total}$ [kW]	
14,15	14,30	191	186

5.3.6 Coeficientes de transferência de calor

A análise dos coeficientes de transferência de calor da água no interior dos tubos (h_c^w), do filme de água de atomização (h_c^{filme}) e do ar (h_c^a) pode ser feita através dos gráficos das figuras abaixo.

Comparando os coeficientes de transferência de calor durante as três estações para funcionamento com água de atomização e maior caudal de água arrefecida, verificamos que os valores obtidos estão de acordo com o esperado, ou seja, maiores coeficientes de transferência de calor da água para temperaturas de entrada da água maiores, coeficientes de transferência de calor do filme de água de atomização maiores para os maiores caudais de água de atomização, e menores coeficientes de transferência de calor do ar para as situações de maior caudal de água de atomização.

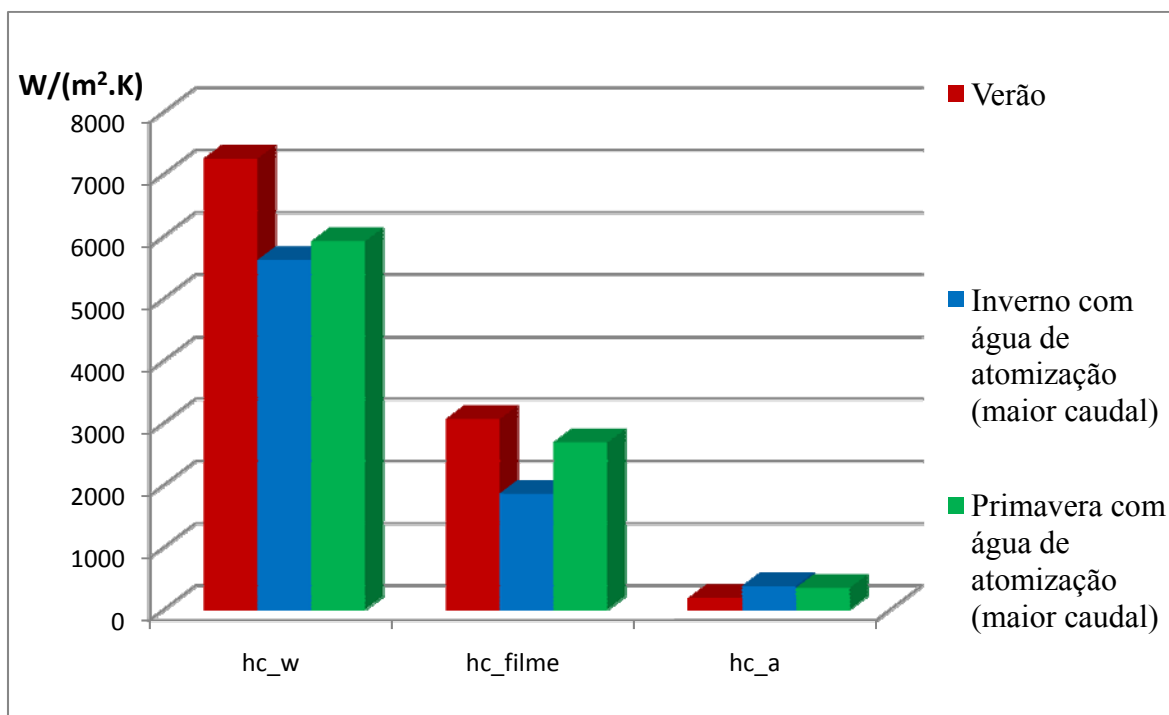


Figura 71 - Comparação dos coeficientes de transferência de calor para as três estações analisadas para funcionamento da serpentina molhada com maior caudal de água arrefecida.

No gráfico da Figura 72 é feita a comparação dos coeficientes de transferência de calor para o Inverno e a Primavera com atomização e para o maior e menor caudal de água arrefecida.

Conforme pode ser visto, tanto no Inverno como na Primavera para um maior caudal de água arrefecida, ou seja, menores temperaturas de entrada da água obtêm-se valores do coeficiente de transferência de calor da água (h_c^w) menores, e maiores do coeficientes de transferência de calor do ar (h_c^a). O coeficiente de transferência de calor do filme de água de atomização mantém-se constante para os dois caudais na medida em que este não foi alterado.

O coeficiente de transferência de calor do ar tanto para um maior como menor caudal de água arrefecida é maior no Inverno, pois o caudal de água de atomização é menor, ou seja, não é criada uma “barreira” tão intensa à troca de calor sensível com o ar, conforme foi referido em (5.3.3).

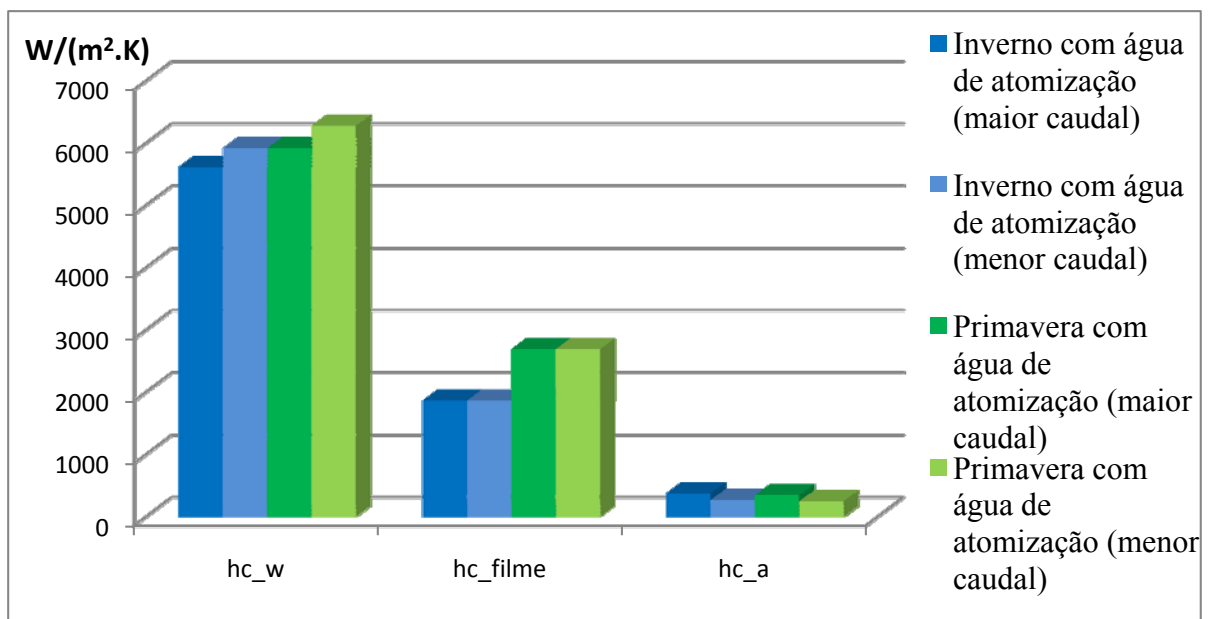


Figura 72 - Comparação dos coeficientes de transferência de calor no Inverno e Primavera para funcionamento da serpentina molhada com maior e menor caudal de água arrefecida.

Fazendo agora a análise comparativa das situações de Inverno e Primavera com e sem água de atomização, para um menor caudal de água arrefecida, constata-se pela análise do gráfico da Figura 73 que o maior coeficiente de transferência de calor da água é para a Primavera sem água de atomização, pois apresenta uma maior temperatura de entrada da água.

Quanto aos coeficientes de transferência de calor do ar obteve-se um maior valor para o Inverno seguido da Primavera, enquanto para as situações de Inverno e Primavera sem água de atomização o valor deste coeficiente é praticamente igual.

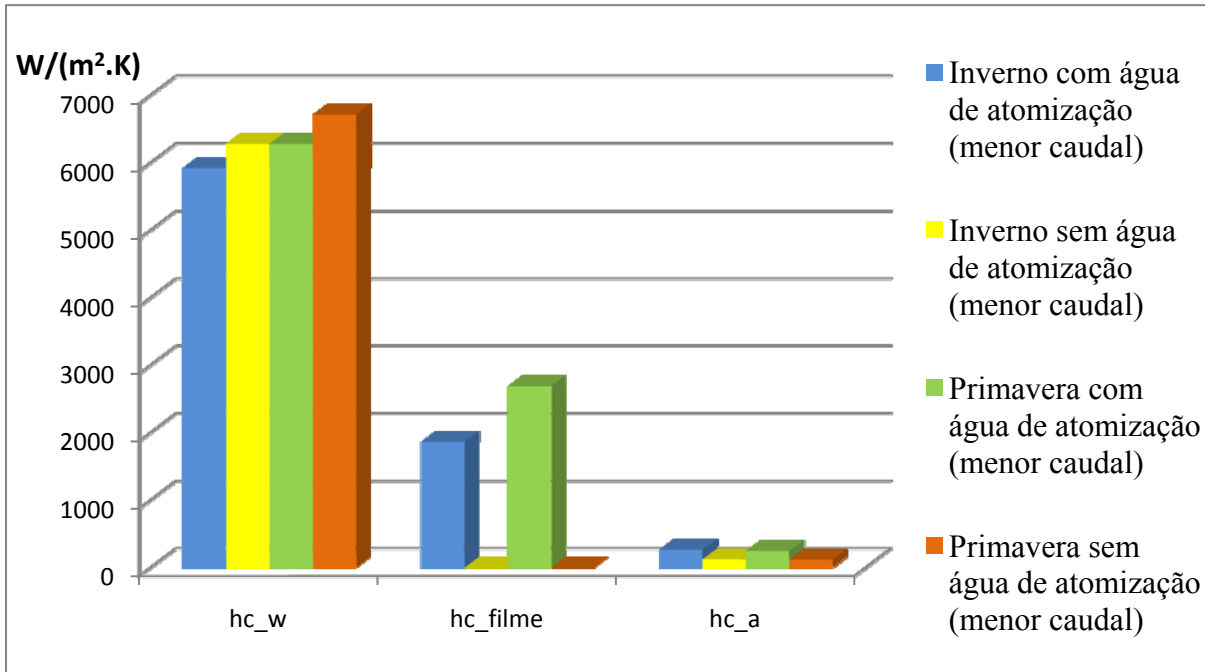


Figura 73 - Comparação dos coeficientes de transferência de calor no Inverno e Primavera para funcionamento da serpentina molhada e seca com menor caudal de água arrefecida.

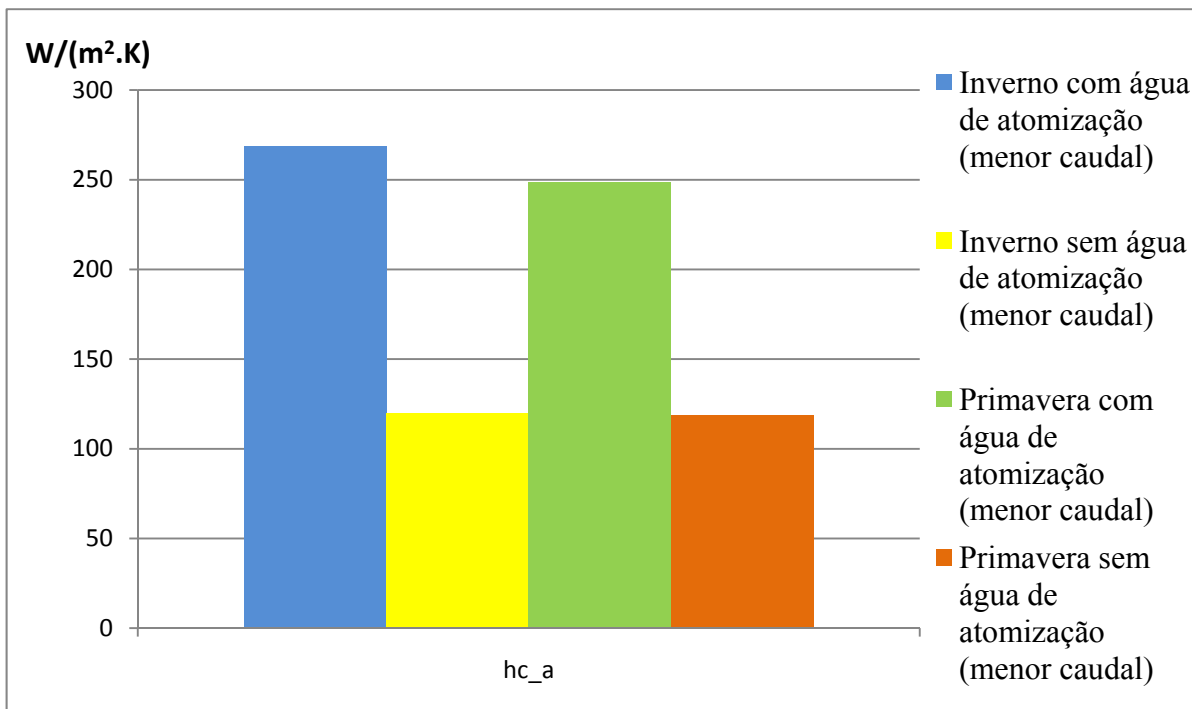


Figura 74 - Comparação do coeficiente de transferência de calor do ar no Inverno e Primavera para funcionamento da serpentina molhada e seca com menor caudal arrefecida.

Nas tabelas abaixo, à semelhança do que foi feito para as potências eléctricas, é exposto lado a lado os valores obtidos dos vários coeficientes de transferência de calor para as situações referidas anteriormente.

Na Tabela 33 é feita uma comparação entre os coeficientes de transferência de calor da água no interior dos tubos obtidos para as três estações analisadas com o funcionamento da serpentina molhada para um maior caudal de água arrefecida.

Tabela 33 – Valores obtidos dos coeficientes de transferência de calor da água para as três estações analisadas para o funcionamento da serpentina molhada com maior caudal arrefecida.

Verão		Primavera c/atom		Inverno c/atom	
$T_{wi}[^{\circ}\text{C}]$	$T_{wo}[^{\circ}\text{C}]$	$T_{wi}[^{\circ}\text{C}]$	$T_{wo}[^{\circ}\text{C}]$	$T_{wi}[^{\circ}\text{C}]$	$T_{wo}[^{\circ}\text{C}]$
45	35	30	20	25	15
$h_c^w[\text{W}/(\text{m}^2.\text{K})]$					
7251		5921		5617	

Na Tabela 34 é feita uma comparação entre os coeficientes de transferência de calor da água no interior dos tubos obtidos no Inverno e Primavera com o funcionamento da serpentina molhada para um maior e menor caudal de água arrefecida.

Tabela 34 - Valores obtidos dos coeficientes de transferência de calor da água no Inverno e Primavera para funcionamento da serpentina molhada com maior e menor caudal arrefecida.

Primavera c/atom (maior caudal)		Inverno c/atom (maior caudal)		Primavera c/atom (menor caudal)		Inverno c/atom (menor caudal)	
$T_{wi}[^{\circ}\text{C}]$	$T_{wo}[^{\circ}\text{C}]$	$T_{wi}[^{\circ}\text{C}]$	$T_{wo}[^{\circ}\text{C}]$	$T_{wi}[^{\circ}\text{C}]$	$T_{wo}[^{\circ}\text{C}]$	$T_{wi}[^{\circ}\text{C}]$	$T_{wo}[^{\circ}\text{C}]$
30	20	25	15	40	20	35	15
$h_c^w[\text{W}/(\text{m}^2.\text{K})]$				$h_c^w[\text{W}/(\text{m}^2.\text{K})]$			
5921		5617		6280		5921	

Com a Tabela 35 é feita uma comparação entre coeficientes de transferência de calor da água no interior dos tubos obtidos no Inverno e Primavera com o funcionamento da serpentina molhada e seca para menor caudal de água arrefecida.

Tabela 35 - Valores obtidos dos coeficientes de transferência de calor da água no Inverno e Primavera para o funcionamento da serpentina molhada e seca com menor caudal arrefecida.

Primavera s/atom (menor caudal)		Inverno s/atom (menor caudal)		Primavera c/atom (menor caudal)		Inverno c/atom (menor caudal)	
T_{wi} [°C]	T_{wo} [°C]	T_{wi} [°C]	T_{wo} [°C]	T_{wi} [°C]	T_{wo} [°C]	T_{wi} [°C]	T_{wo} [°C]
45	25	40	20	40	20	35	15
h_c^w [W/(m ² .K)]							
6714		6280		6280		5921	

No caso do coeficiente de transferência de calor do filme de água de atomização, como é óbvio este será maior nas situações em que haja maior caudal de atomização conforme se pode verificar pela Tabela 36.

Tabela 36 – Valores obtidos dos coeficientes de transferência de calor do filme de água de atomização para as três estações do ano analisadas.

Verão	Primavera c/atom	Inverno c/atom
h_c^{filme} [W/(m ² .K)]		
3062	2689	1865

Na Tabela 37 é feita uma comparação entre os coeficientes de transferência de calor do ar obtidos para as três estações analisadas com o funcionamento da serpentina molhada para um maior caudal de água arrefecida.

Tabela 37 - Valores obtidos dos coeficientes de transferência de calor do ar para as três estações analisadas para funcionamento da serpentina molhada com maior caudal de água arrefecida.

Inverno c/atom	Primavera c/atom	Verão
\dot{m}_w [kg/s]		
71,76		
\dot{V}_a [m ³ /s]		
74,79	68,14	32,97
h_c^a [W/(m ² .K)]		
378	347	184

Na Tabela 38 é feita uma comparação entre os coeficientes de transferência de calor do ar obtidos no Inverno e Primavera com o funcionamento da serpentina molhada para um maior e menor caudal de água arrefecida.

Tabela 38 - Valores obtidos dos coeficientes de transferência de calor do ar no Inverno e Primavera para funcionamento da serpentina molhada com maior e menor caudal de água arrefecida.

Inverno c/atom (maior caudal)	Primavera c/atom (maior caudal)	Inverno c/atom (menor caudal)	Primavera c/atom (menor caudal)
\dot{m}_w [kg/s] 71,76		\dot{m}_w [kg/s] 35,88	
74,79	68,14	49,03	45,20
\dot{V}_a [m ³ /s]		\dot{V}_a [m ³ /s]	
h_c^a [W/(m ² .K)] 378		h_c^a [W/(m ² .K)] 268	
	347		248

Com a Tabela 39 é feita uma comparação entre coeficientes de transferência de calor do ar obtidos no Inverno e Primavera com o funcionamento da serpentina molhada e seca para menor caudal de água arrefecida.

Tabela 39 - Valores obtidos dos coeficientes de transferência de calor do ar para o Inverno e Primavera para funcionamento da serpentina molhada e seca com menor caudal de água arrefecida.

Inverno c/atom (menor caudal)	Primavera c/atom (menor caudal)	Inverno s/atom (menor caudal)	Primavera s/atom (menor caudal)
\dot{m}_w [kg/s] 35,88			
49,03	45,20	138,86	138,58
\dot{V}_a [m ³ /s]			
h_c^a [W/(m ² .K)]			
268	248	120	119

5.3.7 Eficiência térmica da torre

Concluindo a análise dos resultados com a apreciação da eficiência térmica da torre, constata-se que as eficiências térmicas obtidas durante as várias estações, tanto para um caudal maior como menor de água arrefecida são praticamente iguais, variando muito pouco.

Observando o gráfico da Figura 75, constata-se que para o Inverno e a Primavera, tendo um menor caudal de água arrefecida tem-se uma maior eficiência térmica, isto para o funcionamento com água de atomização.

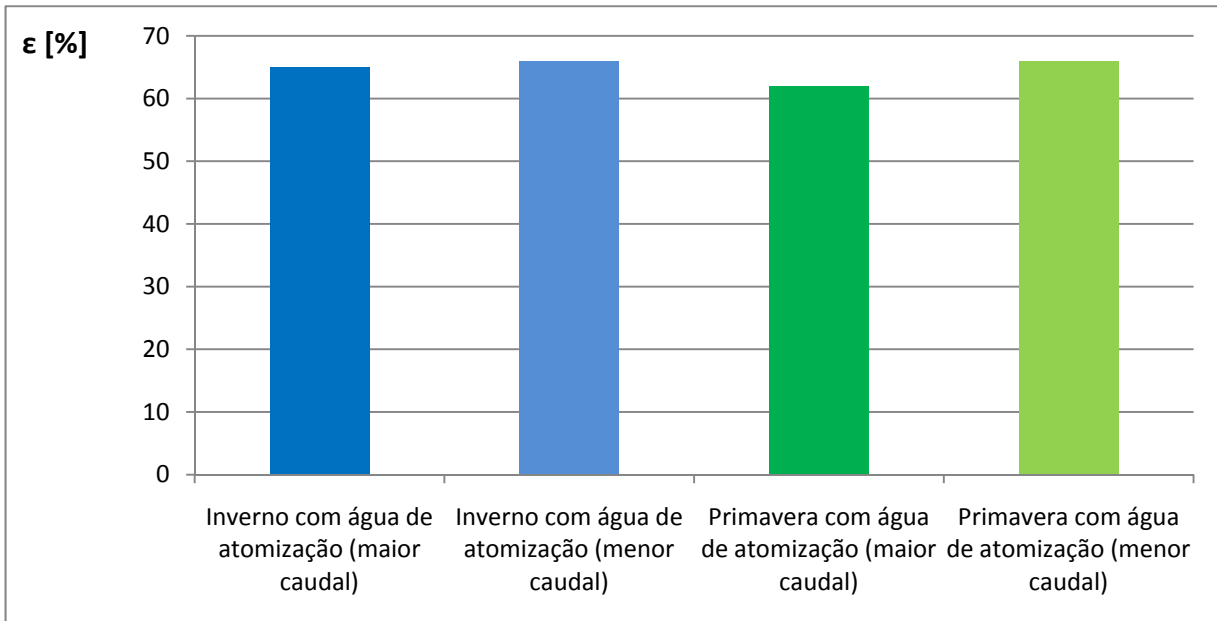


Figura 75 - Eficiência térmica da torre no Inverno e Primavera para funcionamento serpentina molhada com maior e menor caudal arrefecida.

Analisando agora a situação em que se têm as três estações do ano com utilização de água de atomização e maior caudal, podemos verificar que se tem um eficiência maior no Verão do que na Primavera, sendo o Inverno a estação que apresenta a maior eficiência térmica.

Apesar de a eficiência térmica obtida no Verão ser ligeiramente superior à da Primavera, o coeficiente global de transferência de calor da Primavera é cerca de 60% maior que o de Verão, conforme se constatou em (5.3.1).

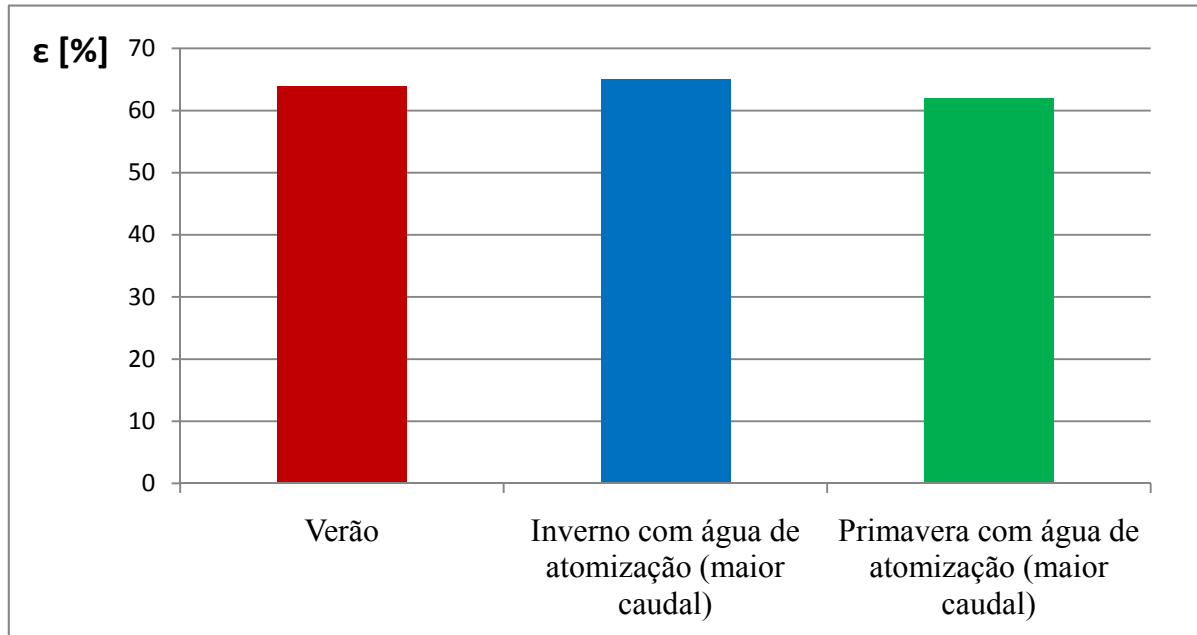


Figura 76 - Eficiência térmica da torre das três estações analisadas para funcionamento da serpentina molhada com maior caudal de água arrefecida.

Comparando agora a eficiência térmica da torre com e sem água de atomização para um menor caudal nas estações de Inverno e Primavera, constata-se que sem água de atomização a eficiência térmica da torre tende a diminuir.

À semelhança da situação de Verão em que era de esperar que a eficiência neste caso fosse menor que a da Primavera, também aqui se tem uma situação semelhante, ou seja, a eficiência na Primavera sem água de atomização é superior à de Inverno.

A explicação para este facto tem a ver com as temperaturas da água consideradas, uma vez, que os caudais de ar são praticamente iguais e não há caudal de atomização. Ora no Inverno as condições de aproximação são ligeiramente maiores, daí o valor da eficiência obtido ser menor.

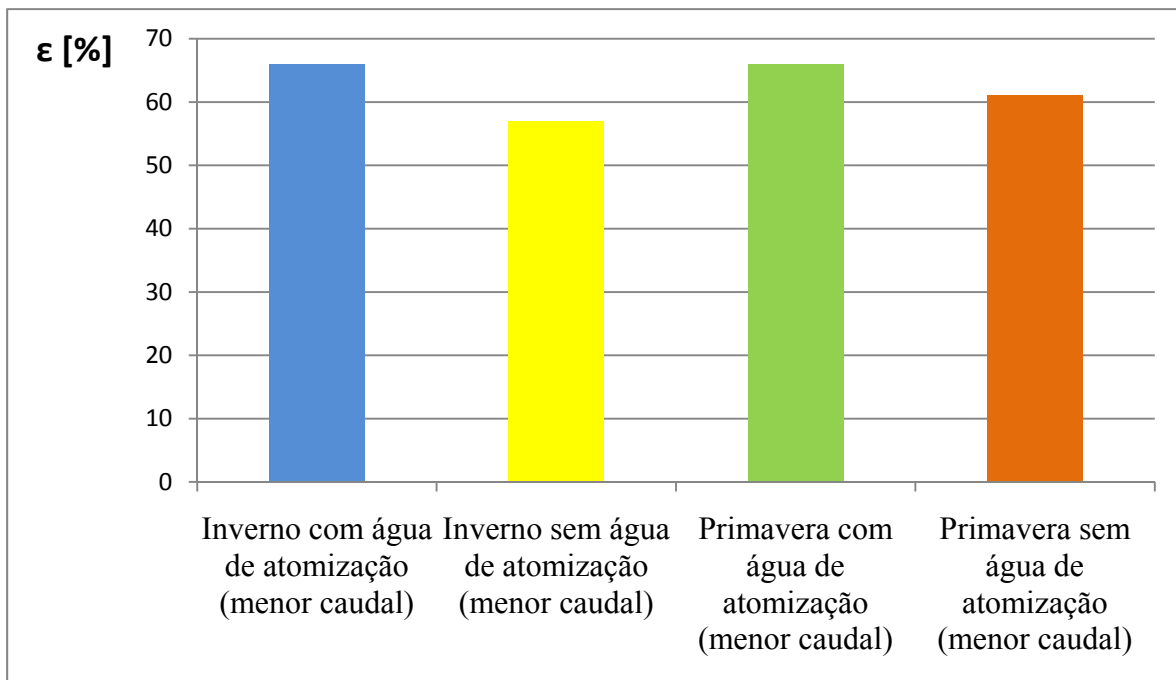


Figura 77 - Eficiência térmica da torre no Inverno e Primavera para funcionamento da serpentina molhada e seca com menor caudal de água arrefecida.

Tabela 40 - Quadro com o resumo dos vários valores obtidos para as três estações do ano analisadas.

Verão		Inverno						Primavera					
Água		Água						Água					
(45°C/35°C)		(40°C/20°C)		(25°C/15°C)		(35°C/15°C)		(45°C/25°C)		(30°C/20°C)		(40°C/20°C)	
Ar		Ar						Ar					
T_{ai} [°C]	T_{ao} [°C]	T_{ai} [°C]	T_{ao} [°C]	T_{ai} [°C]	T_{ao} [°C]	T_{ai} [°C]	T_{ao} [°C]	T_{ai} [°C]	T_{ao} [°C]	T_{ai} [°C]	T_{ao} [°C]	T_{ai} [°C]	T_{ao} [°C]
40,2	42	5,1	22,40	5,1	17,79	5,1	22,87	12,2	29,85	12,2	22,25	12,2	26,85
T'_{ai} [°C]	T'_{ao} [°C]	T'_{ai} [°C]	T'_{ao} [°C]	T'_{ai} [°C]	T'_{ao} [°C]	T'_{ai} [°C]	T'_{ao} [°C]	T'_{ai} [°C]	T'_{ao} [°C]	T'_{ai} [°C]	T'_{ao} [°C]	T'_{ai} [°C]	T'_{ao} [°C]
15,4	34,31	4,536	12,49	4,536	17,79	4,536	22,87	9,864	16,77	9,864	100	9,864	26,85
ϕ_i [%]	ϕ_o [%]	ϕ_i [%]	ϕ_o [%]	ϕ_i [%]	ϕ_o [%]	ϕ_i [%]	ϕ_o [%]	ϕ_i [%]	ϕ_o [%]	ϕ_i [%]	ϕ_o [%]	ϕ_i [%]	ϕ_o [%]
2	60	92	29,83	92	100	92	100	75	25,32	75	22,25	75	100
\dot{m}_w (kg/s)		\dot{m}_w (kg/s)		\dot{m}_w (kg/s)		\dot{m}_w (kg/s)		\dot{m}_w (kg/s)		\dot{m}_w (kg/s)		\dot{m}_w (kg/s)	
71,76		35,88		71,76		35,88		35,88		71,76		35,88	
\dot{m}_{atom} (kg/s)		\dot{m}_{atom} (kg/s)		\dot{m}_{atom} (kg/s)		\dot{m}_{atom} (kg/s)		\dot{m}_{atom} (kg/s)		\dot{m}_{atom} (kg/s)		\dot{m}_{atom} (kg/s)	
41,36		0		9,34		4,67		0		28,02		14,01	
\dot{m}_a (kg/s)		\dot{m}_a (kg/s)		\dot{m}_a (kg/s)		\dot{m}_a (kg/s)		\dot{m}_a (kg/s)		\dot{m}_a (kg/s)		\dot{m}_a (kg/s)	
37,68		171,99		93,23		60,69		168,11		83,57		55,07	
\dot{V}_a (m ³ /s)		\dot{V}_a (m ³ /s)		\dot{V}_a (m ³ /s)		\dot{V}_a (m ³ /s)		\dot{V}_a (m ³ /s)		\dot{V}_a (m ³ /s)		\dot{V}_a (m ³ /s)	
32,97		138,86		74,79		49,03		138,58		68,14		45,20	
\dot{G}_{atom} [kg/(m ² .s)]		\dot{G}_{atom} [kg/(m ² .s)]		\dot{G}_{atom} [kg/(m ² .s)]		\dot{G}_{atom} [kg/(m ² .s)]		\dot{G}_{atom} [kg/(m ² .s)]		\dot{G}_{atom} [kg/(m ² .s)]		\dot{G}_{atom} [kg/(m ² .s)]	
0,10447		0		0,02359		0,02359		0		0,07077		0,07077	
U [W/(m ² .K)]		U [W/(m ² .K)]		U [W/(m ² .K)]		U [W/(m ² .K)]		U [W/(m ² .K)]		U [W/(m ² .K)]		U [W/(m ² .K)]	
161		113		271		210		112		266		205	
ε [%]		ε [%]		ε [%]		ε [%]		ε [%]		ε [%]		ε [%]	
64		57		65		66		61		62		66	
Aproximação [°C]		Aproximação [°C]		Aproximação [°C]		Aproximação [°C]		Aproximação [°C]		Aproximação [°C]		Aproximação [°C]	
19,6		15,46		10,46		10,46		15,14		10,14		10,14	

Conclusão

As conclusões apresentadas de seguida resultam da análise dos resultados apresentados no Capítulo 5. Ressalta delas, que o objectivo proposto para este trabalho, foi atingindo, apesar de algumas simplificações nele introduzidas, o modelo matemático de comportamento térmico da torre apresentou resultados coerentes.

Numa primeira fase do projecto da torre, procurou-se estabelecer uma dimensão da serpentina próxima dos valores propostos pelo catálogo comercial adoptado como referência (Evpaco). Este objectivo foi conseguido tendo por base as condições operacionais no Verão.

Depois procurou-se avaliar o comportamento da torre para o Inverno e a Primavera. Esta análise foi relativamente limitada pois não foi feito um trabalho exaustivo, procurou-se apenas encontrar condições de funcionamento coerentes para estas duas estações do ano. Analisaram-se situações com maior e menor caudal de água a ser arrefecida e ainda de água de atomização, verificou-se que, com menor caudal de água arrefecida, enquanto a eficiência térmica da torre aumentou ligeiramente, o coeficiente global de transferência de calor diminuiu.

No Inverno, Primavera e Verão com maior caudal de água arrefecida e água de atomização verificou-se que a eficiência térmica da torre era, no Verão, superior à da Primavera. Isto, deve-se ao facto de as temperaturas da água arrefecida de entrada e saída da torre variarem consoante a estação a analisar, bem como aos diferentes caudais de água de atomização considerados.

Quanto ao coeficiente global de transferência de calor, os valores obtidos apresentaram resultados coerentes, uma vez que, no Verão, este coeficiente é muito reduzido quando comparado com os das duas outras estações.

No que diz respeito aos valores obtidos para os calores latente e sensível, verificou-se que, para um mesmo caudal de água de atomização, estes aumentam quando se têm menores caudais de água a ser arrefecida.

Relativamente ao funcionamento da torre a seco no Inverno e Primavera, com menor caudal de água, verificaram-se algumas discrepâncias face ao esperado, uma vez que as eficiências térmicas obtidas foram muito baixas, especialmente no Inverno, devendo-se tal facto ao grande consumo de potência de ventilação, bem como às maiores temperaturas da água arrefecida conseguidas.

Quanto às potências eléctricas obtidas, verificou-se que as potências de bombagem de água de atomização conseguidas para todas as situações abordadas, se situam em valores dentro ou próximos da gama de funcionamento do catálogo consultado. No caso das potências de ventilação também se obtiveram valores dentro da gama de funcionamento, excepto no funcionamento da torre a seco, situação em que os valores das potências de ventilação têm mais do dobro do valor do estabelecido no catálogo.

Sugestão para trabalhos futuros

O projecto da torre de arrefecimento concretizado nesta dissertação foi realizado de uma forma que, em certos aspectos, se reconhece ter sido algo simplista. Na verdade, a utilização do modelo matemático no Microsoft Excel, torna-se complexa e morosa. Com a quantidade de parâmetros envolvidos, tirar vários pontos de funcionamento, bem como efectuar diversas outras simulações levaria demasiado tempo, indo-se além do inicialmente previsto. Exemplos disso seriam, tirar pontos de funcionamento para vários dias de uma estação, ou seja, para diferentes temperaturas do bolbo húmido, fazendo variar as temperaturas da água a ser arrefecida, para ver a respectiva influência na eficiência térmica da torre, ou a simulação da variação do caudal de água de atomização, para um mesmo caudal de água a ser arrefecida, e ver a sua influência na eficiência térmica da torre.

Sugere-se assim a implementação de um modelo que, de alguma forma seja mais dinâmico, de modo a permitir uma análise mais detalhada do comportamento térmico da torre, especialmente no seu funcionamento a seco.

Sugere-se ainda, que se faça um estudo experimental sobre a queda de pressão do ar ao escoar através da torre estando esta com a serpentina molhada, uma vez que, na literatura consultada, apenas se encontraram dados referentes à queda dessa pressão com a torre em funcionamento com serpentina seca.

Bibliografia

Livros e artigos científicos

- Al-Waked, R. and Behnia, M., 2005, “CFD simulation of wet cooling towers”, *Applied Energy*, 26: 382-395.
- ASHRAE Handbook, 2004, “HVAC Systems and Equipment”, I-P Edition, USA.
- Backer, L. and Wurtz, W. M., 2003, “Why Every Air Cooled Steam Condenser Needs a Cooling Tower”, CTI Cooling Technology Institute, TP03-01.
- Chemical Engineering Progress, 1972, “Cooling Towers”, American Institute of Chemical Engineers, New York.
- Cheremisinoff, N. P., 2000, “Handbook of Chemical Processing Equipment”, Butterworth-Heinemann.
- Energy Efficiency Guide for Industry in Asia, 2004, “Cooling Towers”, Bureau of Energy Efficiency, Ministry of Power, India.
- Facão, J. e Oliveira, A., 2004, “Heat and mass correlations for the design of small indirect contact cooling towers”, *Applied Thermal Energy*, 24: 1969-1978.
- Facão, J. e Oliveira, A., 2008, “Heat and Mass Transfer in an Indirect Contact Cooling Tower: CFD Simulation and Experiment”, *Taylor & Francis*, 54: 933-944.
- Facão, J.M, 1999, “Comportamento Térmico de Torres de Arrefecimento Indirectas para Aplicação a Sistemas de Arrefecimento Ambiente”, Tese de Mestrado em Engenharia Mecânica, FEUP.
- Fernandes, E. O e Castro, M. D., 2008, “Fichas das aulas teóricas de Transferência de Calor”, Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial, FEUP.
- Hinrichs, R. A. and Kleinbach, M., 2004, “Energia e Meio Ambiente”, Tradução da 3ª edição norte-americana, Thomson.
- Hung, Y., Eldridge, J., Taricska, J. R., and Li, K. H., 2005, “Cooling of Thermal Discharges”, *Handbook of Environmental Engineering, Volume 2: Advanced Air and Noise Pollution Control*, The Humana Press.
- Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman T.L., Lavine, A.S., 2002, “Fundamentals of Heat and Mass Transfer”, Sixth Edition, John Wiley & Sons, Inc.
- IPPC – Integrated Pollution Prevention and Control, 2001, “Reference Document on the application of Best Available Techniques to Industrial Cooling Systems”, European Commission.
- Lydersen, A. L., 1985, “Mass Transfer in Engineering Practice”, John Wiley & Sons, Inc.
- Nedler, J., 2003, “Cooling Towers”, *Plant Engineer’s Reference Book*, Second Edition, Butterworth-Heinemann.
- OMNI Grupo Industrial de Equipamentos Ltda, 1999, “Torres de Resfriamento de Água”.

Pacheco, M., 2008, “Transferência de Calor em Torre de Arrefecimento”, Projecto Final de Curso DEMGI, FEUP.

Pinho, C. T., 2009a, “Gestão da Energia Térmica”, Departamento de Engenharia Mecânica, FEUP.

Pinho, C. T., 2009b, “Termodinâmica”, Departamento de Engenharia Mecânica, FEUP.

Pokhodyaev, S.B., Anoshkin, Yu. I, Pimenkova, N. G and Pokhodyaeva, Yu. S., 2008, “New Design Solutions For Hybrid Cooling Tower”, Chemistry and Techonlogy of Fuels and Oils, 44, No. 4.

Rezaei, E., Shafiei, S. and Abdollahnezhad, A., 2009, “Reducing water consumption of an industrial plant cooling unit using hybrid cooling tower”, Energy Conversion and Management, 51: 311-319.

San Jose/Santa Clara Water Pollution Control Plant, City of San Jose Environmental Service Department, 2008, “Guidelines for Managing Water in Cooling Systems”.

Sarker, M.M.A., Kim, E., Moon, C.G. and Yoon, J.I., 2008, “Numerical Simulation of the Performance Characteristics of the Hybrid Closed Circuit Cooling Tower”, Nonlinear Analysis: Modelling and Control, 13: 89-101.

SPX Cooling Technologies, 2009, “Cooling Tower Fundamentals”, Edited by John C. Hensley, USA.

Stabat, P. and Marchio, D., 2003, “Simplified model for indirect-contact evaporative cooling-tower behaviour”, Applied Energy, 78: 433-451.

Stanford III, H. W., 2003, “HVAC Water Chillers and Cooling Towers “, Marcel Dekker, Inc, New York, USA.

Stanford, W. and Hill, G.B, 1972, “Cooling Towers principles and practice”, Second edition, Carter Industrial Products Limited.

Taborek, J., 1987, “Strategy of Heat Exchanger Design”, NATO ADVANCED STUDY INSTITUTE, Póvoa de Varzim, Portugal.

Página de internet consultadas entre Março em Junho de 2010

< www.emt-india.net>

<spxcooling.com>

<www.armacan.com>

<www.baltimoreaircoil.com>

<www.cti.org>

<www.evapco.eu>

<www.fem.unicamp.br>

<www.ineti.pt>

<www.me.psu.ac.th>

Anexo A – Tabela com as propriedades do ar

Propriedades do ar retiradas de [Incropera e tal, 2002]:

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Air							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683

Anexo B – Configuração da serpentina

Constantes C e m tiradas de [Incropera e tal, 2002] dependendo do tipo de configuração adoptado:

Configuration	$Re_{D,max}$	C	m
Aligned	$10-10^2$	0.80	0.40
Staggered	$10-10^2$	0.90	0.40
Aligned	10^2-10^3	Approximate as a single (isolated) cylinder	
Staggered	10^2-10^3		
Aligned $(S_T/S_L > 0.7)^a$	$10^3-2 \times 10^5$	0.27	0.63
Staggered $(S_T/S_L < 2)$	$10^3-2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{1/5}$	0.60
Staggered $(S_T/S_L > 2)$	$10^3-2 \times 10^5$	0.40	0.60
Aligned	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.021	0.84
Staggered	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.022	0.84

Factor de Correção aplicado quando o número de toalhas da serpentina é menor que 20 ($N_T < 20$) e $Re_{D,max} \geq 10^3$:

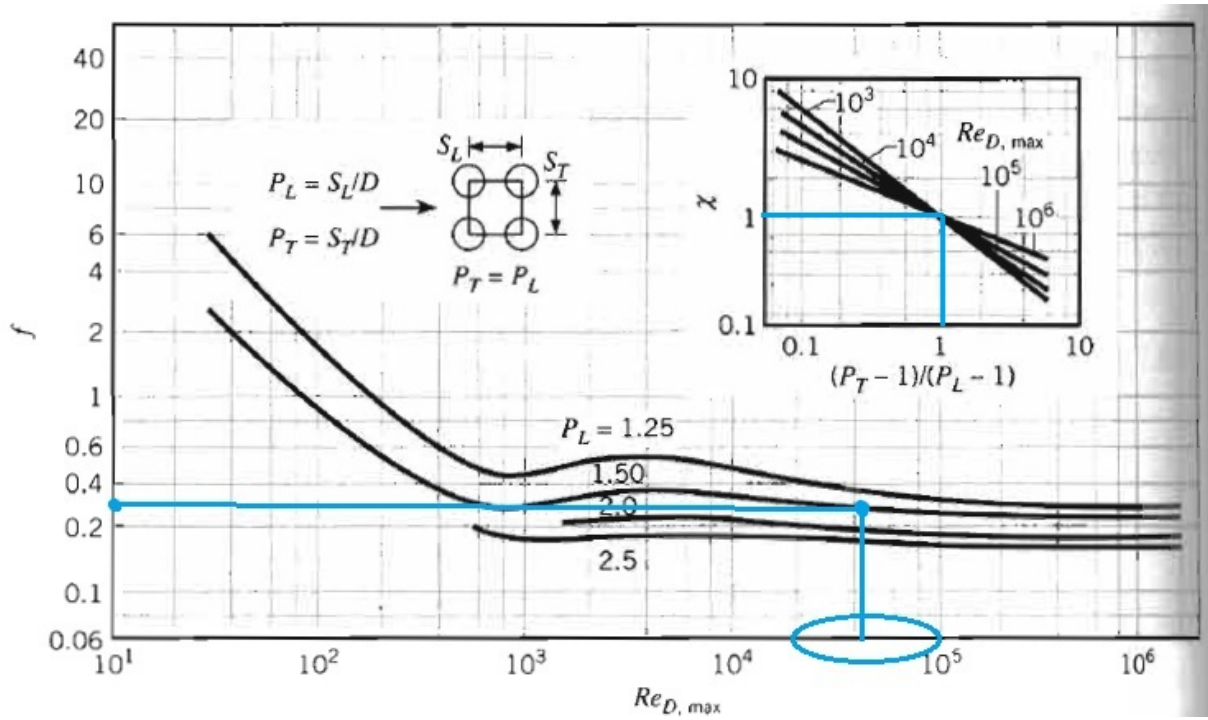
N_L	1	2	3	4	5	7	10	13
Aligned	0.70	0.80	0.86	0.90	0.92	0.95	0.97	0.98
Staggered	0.64	0.76	0.84	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98

Passo transversal e longitudinal escolhido:

S_L/D	S_T/D					
	1.25		1.5		2.0	
	C_1	m	C_1	m	C_1	m
Aligned						
1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704
1.50	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702
2.00	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632
3.00	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581

Anexo C – Factores de fricção e correcção

Factores de fricção f [-] e de correcção χ [-] retirados de [Incropera e tal, 2002]:



Anexo D – Catálogo comercial da torre de arrefecimento da Evpaco

O catálogo comercial da torre de arrefecimento consultado foi o “*ATW Closed Circuit Cooler*”, estando as potências térmicas da torre entre 100 KW e 8000 KW.

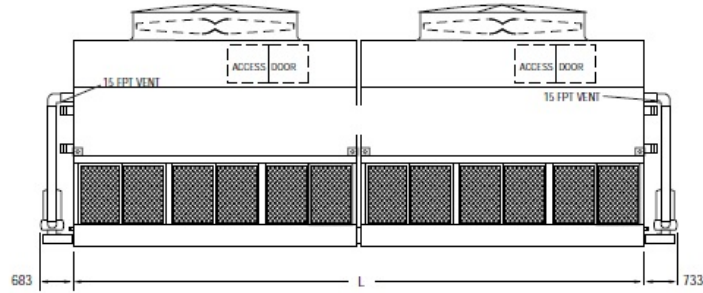
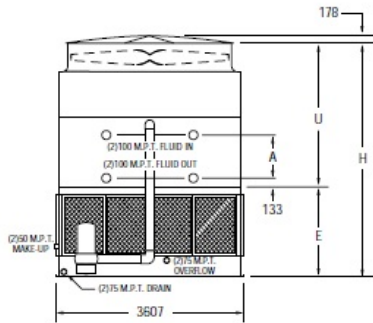
Escolha do modelo da torre com base no caudal de água de circulação mínimo:

Minimum Flows		
MODELS		l/s
ATW	24, 36, 48	4,4
ATW	64, 72, 84, 96, 112, 142, 166	8,8
ATW	120, 180	21
ATW	241, 360	41
ATW	192, 224, 284, 332,	17,6
ATW	166W, 192W, 224W	
ATW	144, 168, 216	25
ATW	242, 362	42
ATW	286, 334, 430	50
ATW	290, 338, 434	
ATW	578, 672, 866	100

Modelo da torre escolhido:



MODELS 286 TO 430



Note: The number of coil connections doubles when the flow rate exceeds 112 l/s on Models ATW 286-3K thru ATW 430-6O.

Table 11 Engineering Data

ATW Model No.	Weights (kg)			Fans		Spray Pump		Coil Volume (Litres)	Remote Sump			Dimensions (mm)				
	Shipping	Heaviest Section†	Operating	kW	m³/s	kW	l/s		Liters Req'd*	Conn. Size(mm)	Operating Weight	H	U	E	A	L
286-3K	13330	5510	21380	(2) 15	74,7	(2) 4	101	2590	3709	(2) 300	19495	4388	2505	1883	565	7366
286-3L	13375	5530	21425	(2) 18,5	79,6	(2) 4	101	2590	3709	(2) 300	19540	4388	2505	1883	565	7366
286-4L	15635	6660	24500	(2) 18,5	77,3	(2) 4	101	3406	3709	(2) 300	22610	4604	2721	1883	781	7366
286-4M	15725	6705	24590	(2) 22	81,4	(2) 4	101	3406	3709	(2) 300	22705	4604	2721	1883	781	7366
286-5L	17760	7720	27440	(2) 18,5	75,0	(2) 4	101	4209	3709	(2) 300	25550	4820	2937	1883	997	7366
286-5M	17850	7770	27530	(2) 22	78,9	(2) 4	101	4209	3709	(2) 300	25645	4820	2937	1883	997	7366
286-6M	20355	9020	30845	(2) 22	76,5	(2) 4	101	5027	3709	(2) 300	28955	5036	3153	1883	1213	7366
286-6N	20580	9135	31070	(2) 30	82,9	(2) 4	101	5027	3709	(2) 300	29180	5036	3153	1883	1213	7366
334-3L	15200	6265	24645	(2) 18,5	89,0	(2) 4	114	2998	4315	(2) 300	22440	4693	2505	2188	565	8585
334-3M	15265	6300	24710	(2) 22	93,7	(2) 4	114	2998	4315	(2) 300	22505	4693	2505	2188	565	8585
334-4L	17830	7580	28230	(2) 18,5	86,4	(2) 4	114	3951	4315	(2) 300	26025	4909	2721	2188	781	8585
334-4M	17895	7615	28295	(2) 22	90,9	(2) 4	114	3951	4315	(2) 300	26085	4909	2721	2188	781	8585
334-5M	20355	8845	31705	(2) 22	88,2	(2) 4	114	4905	4315	(2) 300	29500	5124	2937	2188	997	8585
334-5N	20590	8960	31940	(2) 30	95,6	(2) 4	114	4905	4315	(2) 300	29735	5124	2937	2188	997	8585
334-6M	23265	10300	35570	(2) 22	85,5	(2) 4	114	5859	4315	(2) 300	33360	5340	3153	2188	1213	8585
334-6N	23505	10415	35810	(2) 30	92,7	(2) 4	114	5859	4315	(2) 300	33595	5340	3153	2188	1213	8585
430-3L	19185	7810	31270	(2) 18,5	109,0	(2) 5,5	151	3825	5450	(2) 300	28420	4693	2505	2188	565	11036
430-3M	19285	7860	31370	(2) 22	115,8	(2) 5,5	151	3825	5450	(2) 300	28520	4693	2505	2188	565	11036
430-4L	22530	9485	35845	(2) 18,5	105,8	(2) 5,5	151	5050	5450	(2) 300	32995	4909	2721	2188	781	11036
430-4M	22630	9535	35945	(2) 22	112,4	(2) 5,5	151	5050	5450	(2) 300	33095	4909	2721	2188	781	11036
430-4N	22870	9650	36180	(2) 30	122,0	(2) 5,5	151	5050	5450	(2) 300	33330	4909	2721	2188	781	11036
430-5M	25890	11160	40425	(2) 22	109,1	(2) 5,5	151	6290	5450	(2) 300	37575	5124	2937	2188	997	11036
430-5N	26125	11280	40660	(2) 30	118,4	(2) 5,5	151	6290	5450	(2) 300	37810	5124	2937	2188	997	11036
430-6N	29830	13130	45600	(2) 30	114,7	(2) 5,5	151	7515	5450	(2) 300	42745	5340	3153	2188	1213	11036
430-6O	29880	13160	45655	(2) 37	122,1	(2) 5,5	151	7515	5450	(2) 300	42800	5340	3153	2188	1213	11036

† Heaviest section is the coil/fan section.

* Liters shown is water in suspension in unit and piping. Allow for additional water in bottom of remote sump to cover pump suction and strainer during operation. (300mm would normally be sufficient.)

Dimensions are subject to change. Do not use for pre-fabrication.

Anexo E – Coeficiente de transferência de calor da água e resistência de sujamento no interior dos tubos

Valores típicos para o coeficiente de transferência de calor da água e da resistência de sujamento no interior dos tubos segundo Taborek [1987]:

Table 1 Typical film heat transfer coefficients for shell-and-tube heat exchangers

Fluid conditions		α , W/m ² K	Fouling resistance, m ² K/W
Sensible heat transfer			
Water	Liquid	5 000-7 500	1×10^{-4} - 2.5×10^{-4}
Ammonia	Liquid	6 000-8 000	$0-1 \times 10^{-4}$
Light organics	Liquid	1 500-2 000	1×10^{-4} - 2×10^{-4}
Medium organics	Liquid	750-1 500	1.5×10^{-4} - 4×10^{-4}
Heavy organics	Liquid,		

Anexo F – Diâmetros nominais segundo DIN 2448

Os diâmetros nominais adoptados foram escolhidos com base nas seguintes tabelas [Pinho, 2009a]:

Diâmetro nominal - DN - (mm)	Diâmetro nominal - NPS - (polegadas)	Diâmetro externo (DIN 2448) (mm)
6	1/8	10,2
8	1/4	13,5
10	3/8	17,2
15	1/2	21,3
20	3/4	26,9
25	1	33,7
32	1 1/4	42,4
40	1 1/2	48,3
50	2	60,3
65	2 1/2	76,1
80	3	88,9
90	3 1/2	101,6
100	4	114,3
125	5	139,7
150	6	168,3
200	8	219,1
250	10	273
300	12	323,9
350	14	355,6
400	16	406,4
450	18	457,2
500	20	508
550	22	558,8
600	24	610

DIN 2448 - TABELA DE DIMENSÕES

Diâmetro Externo	Espessura de Parede	Peso	Diâmetro Externo	Espessura de Parede	Peso	Diâmetro Externo	Espessura de Parede	Peso
mm	mm	kg/m	mm	mm	kg/m	mm	mm	kg/m
10,2	1,6	0,34	42,4	2,6	2,57	114,3	4,0	10,88
	2,3	0,45		3,2	3,11		4,5	12,18
13,5	1,8	0,52	44,5	2,6	2,70	121,0	4,0	11,54
	2,3	0,64		3,2	3,28		4,5	12,93
16	1,8	0,63	48,3	2,6	2,95	127,0	4,0	12,13
	2,3	0,78		3,2	3,59		4,5	13,59
17,2	2,0	0,75	50,8	2,6	3,09	133,0	4,0	12,73
	2,3	0,85		3,2	3,76		4,5	14,26
20	2	0,89	51	2,6	3,12	139,7	4,5	15,00
	2,6	1,12		3,2	3,79		5,6	18,42
21,3	2,6	1,21	57	2,9	3,90	152,4	4,5	16,41
	3,2	1,44		3,6	4,78		5,6	20,27
25	2,6	1,44	60,3	2,9	4,36	159,0	4,5	17,15
	3,2	1,72		3,6	5,07		5,6	21,19
25,4	2,6	1,46	63,5	2,9	4,36	165,1	5,0	19,74
	3,2	1,75		3,6	5,36		5,6	22,03
26,9	2,6	1,57	70	2,9	4,83	168,3	6,3	25,17
	3,2	1,89		3,6	5,93		7,1	28,23
30	2,6	1,76	76,1	2,9	5,28	177,8	6,3	26,65
	3,2	2,11		3,6	6,49		7,1	29,89
31,8	2,6	1,88	82,5	3,6	7,06	193,7	6,3	29,12
	3,2	2,27		4,0	7,80		7,1	32,67
33,7	2,6	2,01	88,9	4,0	8,43	219,1	6,3	33,06
	3,2	2,42		4,5	9,33		7,1	37,12
38	2,6	2,27	101,6	4,0	9,63	244,5	7,1	41,57
	3,2	2,75		4,5	10,77		8,0	46,66
38,1	2,6	2,28	108	4,0	10,26	267,0	7,1	45,51
	3,2	2,75		4,5	11,49		8,0	51,1
						273,0	7,1	46,56
							8,0	52,28