



UNICAMP

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
Faculdade de Engenharia Química

MARIANA FERNANDES LEARTH

**“OTIMIZAÇÃO DE SISTEMAS DE ÁGUA DE RESFRIAMENTO MINIMIZANDO O  
CONSUMO DE ENERGIA E PERDA DE PRODUTOS VOLÁTEIS”**

**“OPTIMIZATION OF COOLING WATER SYSTEMS MINIMIZING THE ENERGY  
CONSUMPTION AND THE VOLATILE COMPOUNDS LOSSES”**

CAMPINAS

2018

**MARIANA FERNANDES LEARTH**

**“OTIMIZAÇÃO DE SISTEMAS DE ÁGUA DE RESFRIAMENTO MINIMIZANDO O  
CONSUMO DE ENERGIA E PERDA DE PRODUTOS VOLÁTEIS”**

Tese apresentada à Faculdade de Engenharia  
Química da Universidade Estadual de  
Campinas como parte dos requisitos exigidos  
para a obtenção do título de Doutora em  
Engenharia Química

Orientador: Prof. Dr Roger Josef Zemp

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO  
FINAL DA TESE DEFENDIDA PELA ALUNA  
MARIANA FERNANDES LEARTH, ORIENTADA  
PELO PROF. DR. ROGER JOSEF ZEMP

CAMPINAS

2018

**Agência(s) de fomento e nº(s) de processo(s):** Não se aplica.

Ficha catalográfica  
Universidade Estadual de Campinas  
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura  
Rose Meire da Silva - CRB 8/5974

L479o Learn, Mariana Fernandes, 1983-  
Otimização de sistemas de água de resfriamento minimizando o consumo de energia e perda de produtos voláteis / Mariana Fernandes Learn. – Campinas, SP : [s.n.], 2018.

Orientador: Roger Josef Zemp.  
Tese (doutorado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Química.

1. Torre de resfriamento. 2. Otimização. 3. Eficiência energética. 4. Processos químicos. I. Zemp, Roger Josef, 1962-. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Química. III. Título.

#### Informações para Biblioteca Digital

**Título em outro idioma:** Optimization of cooling water systems minimizing the energy consumption and the volatile compounds losses

**Palavras-chave em inglês:**

Cooling tower

Optimization

Energetic efficiency

Chemical processes

**Área de concentração:** Engenharia Química

**Titulação:** Doutora em Engenharia Química

**Banca examinadora:**

Roger Josef Zemp [Orientador]

Ricardo de Freitas Fernandes Pontes

José Luís de Paiva

Maria Teresa Moreira Rodrigues

Flavio Vasconcelos da Silva

**Data de defesa:** 16-02-2018

**Programa de Pós-Graduação:** Engenharia Química

Folha de Aprovação da Tese de Doutorado defendida por Mariana Fernandes Learth em 16/02/2018, pela Comissão Examinadora constituída pelos Doutores:

---

Prof. Dr. Roger Josef Zemp

Orientador

---

Dr. Ricardo de Freitas Fernandes Pontes

Membro

---

Prof. Dr. José Luís de Paiva

Membro

---

Profa. Dra. Maria Teresa Moreira Rodrigues

Membro

---

Prof. Dr. Flavio Vasconcelos da Silva

Membro

Ata da defesa com as respectivas assinaturas dos membros encontra-se no processo de vida acadêmica do aluno.

## **DEDICATÓRIA**

Dedico este trabalho ao meu sogro Seu Nelson (in memorian), que sempre estará em nossas alegres lembranças e em nossos corações.

## **AGRADECIMENTOS**

Ao meu marido, pelo apoio e por estar sempre ao meu lado durante a realização deste trabalho.

Aos meus pais e minha irmã pelo incentivo e carinho.

A Solvay pela pelo incentivo a pesquisa e o grande suporte na realização deste trabalho.

## RESUMO

Torres de resfriamento são equipamentos utilizados para dissipar o calor gerado nos mais diversos processos produtivos. O consumo de energia em sistemas de água de resfriamento é dado pelo consumo de energia no ventilador da torre e na bomba de água de circulação. No decorrer do dia e do ano, ocorrem variações das condições do ar ambiente e variações da carga térmica a ser rejeitada pelo processo. Comumente as vazões de água e de ar mantêm-se constantes nestes sistemas e a temperatura de saída da água da torre varia conforme a temperatura de retorno da água à torre é alterada.

Este estudo apresenta um modelo para avaliação das condições de operação que minimizam o consumo de energia no sistema de torres de resfriamento do tipo contracorrente. A partir da modelagem de uma torre contracorrente, do ventilador e da bomba, avaliou-se como o consumo de energia pode ser minimizado neste sistema frente a alterações que ocorrem no processo e nas condições ambiente. Uma das conclusões deste estudo é que a bomba representa o maior consumo de energia em um sistema de torres. Observou-se que quanto maior o número de torres operando, menor o consumo de energia do sistema, exceto para o caso em que se tem até duas torres operando em paralelo, pois neste caso é mais econômico operar com uma torre, considerando as situações estudadas.

Em sistemas que utilizam torres de resfriamento do tipo corrente cruzada, como refinarias por exemplo, dada a forma como ocorre o resfriamento da água no recheio deste tipo de torres, existe um gradiente de temperatura da água na saída do recheio, antes de ser misturada na bacia coletora em que a água passa a ter uma temperatura média. Assim, para este tipo de torre, propõe-se uma forma de dividir a água que sai da torre em duas correntes de diferentes temperaturas, uma menor e outra maior. É comum existirem no processo alguns trocadores de calor que se tornaram subdimensionados devido a alterações ocorridas no processo. Disponibilizando-se água a uma temperatura menor, a carga térmica destes trocadores pode aumentar e minimizar a perda de produtos na forma de vapor através de sistemas de respiros dos

equipamentos. Nos casos estudados, a carga térmica foi maximizada em até 4,3%, o que resultou em uma redução expressiva de perda de produto não condensado em trocadores de calor.

Palavras-chave: Torre de resfriamento contracorrente, Otimização, Eficiência energética, Processos químicos

## ABSTRACT

Cooling towers are equipment widely used in industrial plants, providing cooling water for heat rejection in process heat exchangers. The energy requirement of the cooling water systems is due to the cooling tower fan and the cooling water pumps. Due to varying climatic conditions along the day and the year season and changes of the total heat load to be removed from the process, there is a possibility to adjust tower operating conditions so that energy requirements are minimized, while still satisfying process requirements.

This study presents an optimization model that identifies the best operating condition of a cooling water system composed by counter flow cooling towers. These best operating conditions includes water and air flowrates and the number of cooling towers operating in parallel, calculating the air flowrate necessary to satisfy the mass and energy balance in the cooling tower. One of the conclusions is that the pump represents the majority of the system energy consumption. The other conclusion is that the higher the number of towers operating in parallel, the smaller is the energy consumption, except for the case which there is until two towers available.

In crossflow cooling towers systems, common in refineries, the intensity the water is cooled changes according to the position the water flows through the fill. Thus there is a water temperature difference at the end of the fill and before be mixed in the tower reservoir. This irregular cooling capacity through the cooling tower fill allows the opportunity of obtaining a colder water stream. It is common in the plant some heat exchangers became undersized after an increase in the production or changes in the process. Thus, if there is a colder cooling water, is possible increase the heat load of this undersized heat exchangers, minimizing the loss of products as vapor through relief systems. In the cases studied, the heating load was maximized until 4.3%, resulting in a meaning reduction of product as vapor in the relief systems.

Keywords: Cooling tower, Optimization, Energetic Efficiency, Chemical processes

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Projeto de uma torre de resfriamento nova. ....	25
Figura 1.2 – Esquema representativo do sistema de duas torres de resfriamento contracorrente operando em paralelo. ....	26
Figura 2.1- Torre de resfriamento do tipo escoamento cruzado. ....	29
Figura 2.2- Resfriamento desigual da água no recheio de uma torre de resfriamento corrente cruzada. ....	30
Figura 2.3 – Divisão da água na bacia da torre para trocadores 1 e 2. ....	32
Figura 2.4- Representação do recheio dividido em unidade de volume. ....	33
Figura 2.5- Visão tridimensional do recheio da torre cruzada. ....	33
Figura 2.6- Esquema do potencial para transferência de entalpia e temperatura para escoamento cruzado. ....	35
Figura 2.7- Resultados para água entrando na torre a 50°C, temperatura de bulbo úmido igual a 24°C e $L/G = 1$ , conforme Ashrae (2009) ( $H_G$ e $H_{G,sat}$ dados em kJ/kg)...	37
Figura 2.8- Resultados para água entrando na torre a 50°C, temperatura de bulbo úmido igual a 24°C e $L/G = 1$ , conforme modelagem estudada neste trabalho ( $H_G$ e $H_{G,sat}$ dados em kJ/kg). ....	38
Figura 2.9- Variação da temperatura da água de saída do recheio conforme a posição na bacia coletora de água ( $T_{bu} = 14,3^\circ\text{C}$ ). ....	45
Figura 2.10 – Resultados para o caso sem divisão na água de torre, ar a $T_{bu} = 14,3^\circ\text{C}$ e $T_{trac,1} = 56,0^\circ\text{C}$ . ....	46
Figura 2.11- Variação da temperatura da corrente de água de maior e de menor temperatura na saída do recheio conforme a posição na bacia coletora de água ( $T_{bu} =$ $14,3^\circ\text{C}$ ). ....	47
Figura 2.12 – Resultados para o caso com divisão na água de torre, ar a $T_{bu} = 14,3^\circ\text{C}$ e $T_{trac,1} = 56,0^\circ\text{C}$ . ....	48
Figura 2.13 – Resultados para o caso sem divisão na água de torre, ar a $T_{bu} = 14,3^\circ\text{C}$ e $T_{trac1,0} = 115,0^\circ\text{C}$ . ....	49
Figura 2.14 – Resultados para o caso com divisão na água de torre, ar a $T_{bu} = 14,3^\circ\text{C}$ e $T_{trac1,0} = 115,0^\circ\text{C}$ . ....	50

Figura 2.15- Variação da temperatura da água de saída da torre conforme a posição na bacia coletora de água ( $T_{bu} = 23,9^{\circ}\text{C}$ ).....	51
Figura 2.16 – Resultados para o caso sem divisão na água de torre, ar a $T_{bu} = 23,9^{\circ}\text{C}$ e $T_{\text{troc}1,0} = 56,0^{\circ}\text{C}$ .....	52
Figura 2.17- Variação da temperatura da corrente de água de maior e de menor temperatura na saída do recheio conforme a posição na bacia coletora de água ( $T_{bu} = 23,9^{\circ}\text{C}$ ). ....	53
Figura 2.18 – Resultados para o caso com divisão na água de torre, ar a $T_{bu} = 23,9^{\circ}\text{C}$ e $T_{\text{troc}1,0} = 56,0^{\circ}\text{C}$ .....	54
Figura 2.19 – Resultados para o caso sem divisão na água de torre, ar a $T_{bu} = 14,3^{\circ}\text{C}$ e $T_{\text{troc},1} = 56,0^{\circ}\text{C}$ . ....	56
Figura 2.20 – Resultados para o caso com divisão na água de torre, ar a $T_{bu} = 14,3^{\circ}\text{C}$ e $T_{\text{troc},1} = 56,0^{\circ}\text{C}$ . ....	57
Figura 2.21 – Resultados para o caso sem divisão na água de torre, ar a $T_{bu} = 14,3^{\circ}\text{C}$ e $T_{\text{troc},1} = 115,0^{\circ}\text{C}$ . ....	58
Figura 2.22 – Resultados para o caso com divisão na água de torre, ar a $T_{bu} = 14,3^{\circ}\text{C}$ e $T_{\text{troc},1} = 115,0^{\circ}\text{C}$ . ....	59
Figura 3.1 – Torre de resfriamento composta por duas células em paralelo conectadas com o processo. ....	63
Figura 3.2 – Representação de uma torre de resfriamento contracorrente.....	68
Figura 3.3 – Diagrama de entalpia específica versus temperatura em uma torre de resfriamento contracorrente, de acordo com Perry e Green (1997). ....	69
Figura 3.4 – Ajuste da entalpia específica de equilíbrio entre o ar e a água em função da temperatura da água. ....	71
Figura 3.5 – Curvas de equilíbrio e operação em uma torre de resfriamento e a condição para vazão mínima de ar, $G_{\text{min}}$ . ....	72
Figura 3.6 – Balanço de cargas em uma torre de resfriamento.....	77
Figura 3.7 – Difusor da torre de resfriamento.....	80
Figura 3.8 – Cálculo do diâmetro da saída do difusor.....	82
Figura 3.9 – Curva de operação de um ventilador de torre de resfriamento (Ref.: ventilador axial Alpina – série 9EM2). ....	85

Figura 3.10 – Curva universal de um ventilador de torre de resfriamento. ....	86
Figura 3.11 – Potência versus vazão de ar para um ventilador de uma torre de resfriamento. ....	88
Figura 3.12 – Sistema de água de resfriamento com três células operando em paralelo exemplificando os sistemas estudados neste trabalho. ....	89
Figura 3.13 – Curva universal de uma bomba de torre de resfriamento. ....	91
Figura 3.14 – Torre de resfriamento e as perdas/reposição de água. ....	94
Figura 3.15 – Relação entre água de “ <i>make-up</i> ” e água de “ <i>blowdown</i> ” de acordo com Smith (2005). ....	96
Figura 3.16 – Carta psicrométrica para pressão de 760 mmHg – a determinação da entalpia do ar pode ser feita conhecendo-se somente a temperatura de bulbo úmido do ar ( <i>fonte: www.uigi.com/UIGI_SI.PDF</i> ). ....	98
Figura 3.17 – Dados da torre e processo considerados no “caso base”. ....	108
Figura 3.18 – Vazões de água e de ar variando com o “ <i>approach</i> ”. ....	109
Figura 3.19 – Rotação do ventilador e da bomba variando com o “ <i>approach</i> ”. ....	110
Figura 3.20 – Eficiência do ventilador e da bomba variando com o “ <i>approach</i> ”. ....	111
Figura 3.21 – Consumo de energia no ventilador, na bomba e total variando com o “ <i>approach</i> ”. ....	112
Figura 3.22 – Temperatura do ar ( $T_g$ ), temperatura de bulbo úmido ( $T_{bu}$ ) e umidade relativa ( $UR$ ) no decorrer do dia 01/11/14. ....	113
Figura 3.23 – Umidade absoluta do ar ( $w$ ) no decorrer do dia 01/11/14. ....	114
Figura 3.24 – Horários no decorrer do dia 01/11/14 que foram simulados. ....	115
Figura 3.25 – Vazão de ar por célula no decorrer do dia 01/11/14. ....	117
Figura 3.26 – Consumo de energia no sistema de água de resfriamento no decorrer do dia 01/11/14. ....	118
Figura 3.27 – Consumo de energia do sistema (ventilador e bomba) em função da carga térmica do processo. ....	120
Figura 3.28 – Consumo de energia do ventilador em função da carga térmica do processo. ....	120
Figura 3.29 – Consumo de energia da bomba em função da carga térmica do processo. ....	121

Figura 3.30 – Vazão de ar em função da carga térmica do processo. ....	122
Figura 3.31 – Consumo de energia no ventilador em função da carga térmica do processo.....	123

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Resumo resultados maximização carga térmica dividindo água de torre em duas correntes.....	60
Tabela 3.1 – Dados da bomba de água da torre de resfriamento contracorrente válidos para uma rotação de 1110 rpm. ....	90
Tabela 3.2 – Condições do ar ambiente consideradas nos casos 1 e 2 para cálculo da altura de recheio de torre. ....	99
Tabela 3.3 – Coeficiente “ <i>K</i> ” para cálculo de perda de carga em torres contracorrente, Axial Flow Fan EGINEERING Manual (2014).....	101
Tabela 3.4 – Acidentes e coeficientes “ <i>K</i> ” presentes na sucção de descarga da bomba de água de torre. ....	102
Tabela 3.5 – Características recheio da torre de resfriamento, ventilador e bomba. ...	107
Tabela 3.6 – Condições do ar durante o dia 01/11/2014.....	115

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

$a$	coeficiente equação linha de operação de uma torre (-)
$a_0$	coeficiente equação linha de operação de uma torre (-)
$a_e$	coeficiente equação entalpia de saturação do ar versus temperatura (-)
$A_{ent,torre}$	área total pela qual o ar entra na torre, sem venezianas ( $m^2$ )
$A_{dif}$	área da saída do difusor ( $m^2$ )
$A_i$	Constante da equação de Antoine (-)
$A_{rec}$	área da seção transversal do recheio ( $m^2$ )
$A_{troca}$	área de transferência de calor do trocador de calor ( $m^2$ )
$A_{venez}$	área que a veneziana ocupa na lateral da torre de resfriamento ( $m^2$ )
$A_2$	área do círculo formado pelas pás do ventilador ( $m^2$ )
$A_3$	área de escoamento do ar na saída do difusor da torre ( $m^2$ )
$b$	coeficiente equação linha de operação de uma torre (-)
$b_0$	coeficiente equação linha de operação de uma torre (-)
$b_e$	coeficiente equação entalpia de saturação do ar versus temperatura (-)
$B_i$	Constante Antoine (-)
$c$	coeficiente equação linha de operação de uma torre (-)
$c_e$	coeficiente equação entalpia de saturação do ar versus temperatura (-)
$C$	constante para cálculo de perda de carga nos tubos do trocador de calor (-)
$C_B$	concentração de sólidos na água de “ <i>blowdown</i> ” (kg sólidos/kg água)
$CC$	ciclos de concentração (-)
$C_i$	Constante da equação de Antoine (-)
$C_M$	concentração de sólidos na água de “ <i>make-up</i> ” (kg sólidos/kg água)
$C_{p,G}$	calor específico do ar ( $J \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}$ ar seco)
$C_{p,L}$	calor específico da água ( $J \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}$ água)
$C_{p,v}$	calor específico do vapor de água ( $J \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}$ vapor de água)
$d$	parâmetro equação NTU (-)
$e$	coeficiente equação temperatura versus vazão de água (-)

$dH_G$	variação da entalpia do ar em uma unidade de volume de torre de resfriamento cruzada (J/kg)
$d_{in}$	diâmetro interno dos tubos de um trocador de calor (m)
$d_{out}$	diâmetro externo dos tubos de um trocador de calor (m)
$dT_L$	variação da temperatura da água em uma unidade de volume de torre de resfriamento cruzada (°C)
$dx$	variação do comprimento do recheio da torre de resfriamento (m)
$dy$	variação da largura do recheio da torre de resfriamento (m)
$dz$	variação da altura do recheio da torre de resfriamento (m)
$D_{vent}$	diâmetro do ventilador (m)
$D_{disco}$	diâmetro do disco situado no centro do ventilador (m)
$D_{bomba}$	diâmetro do rotor da bomba (m)
$\Delta P_{troc}$	perda de carga nos tubos do trocador de calor (kgf/cm <sup>2</sup> )
$f$	coeficiente equação temperatura versus vazão de água (-)
$F$	vazão volumétrica de água nos tubos (m <sup>3</sup> /h)
$g$	aceleração da gravidade (m/s <sup>2</sup> )
$G$	vazão de ar (kg/s)
$G_{max}$	vazão máxima de ar (kg/s)
$G_{min}$	vazão mínima de ar (kg/s)
$G'$	fluxo de ar (kg/s.m <sup>2</sup> )
$G'_{min}$	fluxo mínimo de ar (kg/s.m <sup>2</sup> )
$h$	altura do difusor (m)
$h_{at}$	perda de carga devido ao atrito (m)
$H_{bomba}$	carga bomba (m)
$H_{eg}$	carga devido aos eliminadores de gotas (m)
$H_{ent.torre}$	carga devido a entrada de ar na torre (m)
$H_{ent,vent}$	carga devido a entrada do ventilador (m)
$H_{G,op}$	entalpia específica do ar (J/kg)
$H_{G,sat}$	entalpia específica do ar saturado na interface (J/kg)
$H_{G,Tbu}$	entalpia específica do ar na temperatura de bulbo úmido (J/kg)
$H'_{G,0}$	entalpia específica do ar na entrada da torre (J/kg)

$H'_{G,f}$	entalpia específica do ar na saída da torre (J/kg)
$H_{plenum}$	perda de carga entre os eliminadores de gotas e o ventilador (m)
$H_{rec}$	carga devido ao recheio (m)
$H_{sist}$	carga do sistema que tem que ser vencida pelo ventilador (m)
$H_{total}$	soma das cargas localizadas em uma torre de resfriamento (m)
$H_{vap}$	entalpia vaporização (kcal/kg)
$H_{venez}$	carga devido às venezianas (m)
$H_{vent}$	carga ventilador (m)
$j$	índice para identificar a unidade ou célula de torre de resfriamento (-)
$k_g$	coeficiente de transferência de massa volumétrico (kg vapor de água.m <sup>-3</sup> .s <sup>-1</sup> )
$K$	coeficiente de perda de carga (-)
$K_{rec}$	coeficiente de perda de carga em recheio (-)
$K_{eg}$	coeficiente de perda de carga nos eliminadores de gotas (-)
$K_{entr,torre}$	coeficiente de perda de carga devido a entrada de ar na torre (-)
$K_{ent,vent}$	coeficiente de perda de carga na entrada do ventilador (-)
$l$	número da linha em uma matriz torre de resfriamento cruzado (-)
$L$	vazão de água (kg.s <sup>-1</sup> )
$L'$	fluxo de água (kg.s <sup>-1</sup> .m <sup>-2</sup> )
$L_B$	vazão de água perdida por “blowdown” ou purga (kg.s <sup>-1</sup> )
$L_{célula}$	vazão de água (kg.s <sup>-1</sup> )
$L_D$	vazão de água perdida por arraste na torre (kg.s <sup>-1</sup> )
$L_E$	vazão de água perdida por evaporação na torre (kg.s <sup>-1</sup> )
$L_{div}$	vazão de água em cada divisão da bacia da torre cruzada (kg.s <sup>-1</sup> )
$L_M$	vazão de água de “make-up” (kg.s <sup>-1</sup> )
$L_{max}$	vazão de água na bomba (m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup> )
$L_{troc,1}$	vazão de água de torre para o trocador 1 (kg.s <sup>-1</sup> )
$L_{troc,2}$	vazão de água de torre para o trocador 2 (kg.s <sup>-1</sup> )
$m$	número da coluna em uma matriz torre de resfriamento cruzado (-)
$m'$	número máximo de divisões verticais em uma matriz torre de resfriamento cruzado (-)

$M_{ar}$	massa molecular do ar
$M_L$	massa molecular da água
$n'$	parâmetro equação NTU (-)
$N_{bomba}$	potência da bomba (W)
$N_{vent}$	potência do ventilador (W)
$N_{total}$	soma das potências do ventilador e da bomba (W)
$NTU$	número de unidades de transferência (-)
$NTU_{troc}$	número de unidades de transferência para trocadores (-)
$n_{venez}$	número de lados da torre que possuem venezianas (-)
$n$	rotação ventilador (rps)
$n_{min}$	rotação mínima ventilador (rpm)
$n_{max}$	rotação máxima do ventilador ou da bomba (rpm)
$p_{ar}$	pressão parcial do ar seco (Pa)
$p_v$	pressão parcial do vapor de água (Pa)
$P$	variação adimensional da temperatura fluido frio e quente em trocador (-)
$Pa$	pressão atmosférica (Pa)
$P_{atr}$	carga devido a atrito e turbulência (m)
$Pr$	número de Prandtl
$P_{vap,Tbu}$	pressão de vapor na temperatura de bulbo úmido (Pa)
$P_{vap,Tg}$	pressão de vapor na temperatura do ar (Pa)
$P$	pressão estática (Pa)
$P_0$	pressão na entrada da torre (Pa)
$P_1$	pressão no ponto logo abaixo do ventilador (Pa)
$P_2$	pressão na entrada do difusor (Pa)
$P_3$	pressão na saída do difusor (Pa)
$Q$	carga térmica do trocador (kW)
$Q_1$	carga térmica do trocador 1 (kcal/s)
$Q_2$	carga térmica do trocador 2 (kcal/s)
$R$	razão entre vazão e calor específico para o fluido quente e frio em trocador (-)
$r$	distância entre a extremidade do ventilador e o difusor (m)

$S$	área da seção transversal ( $m^2$ )
$T_g$	temperatura do ar ( $^{\circ}C$ )
$T_{g,0}$	temperatura do ar na entrada da torre ( $^{\circ}C$ )
$T_{g,f}$	temperatura do ar na saída da torre ( $^{\circ}C$ )
$T_{bu}$	temperatura de bulbo úmido ( $^{\circ}C$ )
$T_i$	temperatura da interface ( $^{\circ}C$ )
$T_{L,0}$	temperatura de entrada da água na torre de resfriamento ( $^{\circ}C$ )
$T_{L1,0}$	temperatura de saída da água no trocador 1 ( $^{\circ}C$ )
$T_{L1,f}$	temperatura de entrada da água no trocador 1 ( $^{\circ}C$ )
$T_{L2,0}$	temperatura de saída da água no trocador 2 ( $^{\circ}C$ )
$T_{L2,f}$	temperatura de entrada da água no trocador 2 ( $^{\circ}C$ )
$T_{L,f}$	temperatura de saída da água da torre de resfriamento ( $^{\circ}C$ )
$T_L$	temperatura da água ( $^{\circ}C$ )
$T_{max}$	temperatura máxima da água ( $^{\circ}C$ )
$T_{proc1,0}$	temperatura de entrada do fluido de processo no trocador 1 ( $^{\circ}C$ )
$T_{proc1,f}$	temperatura de saída do fluido de processo no trocador 1 ( $^{\circ}C$ )
$T_{proc2,0}$	temperatura de entrada do fluido de processo no trocador 2 ( $^{\circ}C$ )
$T_{proc2,f}$	temperatura de saída do fluido de processo no trocador 2 ( $^{\circ}C$ )
$T_{ref}$	temperatura de referência igual a 273,15 K
$U$	coeficiente global de transferência de calor ( $kcal.m^{-2}.h^{-1}.^{\circ}C^{-1}$ )
$UR$	umidade relativa (%)
$v_T$	velocidade nos tubos de um trocador de calor (m/s)
$V$	velocidade (m/s)
$V'$	unidade de volume da torre ( $m^3$ )
$V_{eg}$	velocidade nos eliminadores de gotas (m/s)
$V_{ent,torre}$	velocidade do ar na entrada da torre, sem venezianas (m/s)
$V_{rec}$	velocidade no recheio (m/s)
$V_0$	velocidade do ar antes de entrar na torre (m/s)
$V_2$	velocidade na entrada do difusor (m/s)
$V_3$	velocidade na saída do difusor (m/s)
$w$	umidade do ar (kg água/kg ar seco)

$w_0$	umidade do ar de entrada na torre (kg água/kg ar seco)
$x$	largura de uma unidade de volume do recheio de torres cruzadas (m)
$y$	profundidade de uma unidade de volume do recheio de torres cruzadas (m)
$z$	altura do recheio da torre contracorrente ou altura de uma unidade de volume em torres cruzadas (m)
$z_{\text{calc}}$	altura calculada do recheio da torre contracorrente (m)
$z_{\text{min}}$	altura mínima do recheio da torre (m)
$\lambda$	calor latente de vaporização da água (J/kg)

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\alpha$	inclinação da parede do difusor (°)
$\Delta$	variação (-)
$\Delta T_M$	média logarítmica de temperaturas em um trocador de calor (°C)
$\eta_{\text{bomba}}$	rendimento da bomba (%)
$\eta_{\text{vent}}$	rendimento do ventilador (%)
$\mu_{\text{água}}$	viscosidade dinâmica (kg.m <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup> )
$\rho_{\text{água}}$	densidade (kg.m <sup>-3</sup> )
$\rho_{\text{ar}}$	densidade ar (kg.m <sup>-3</sup> )
$\rho_{\text{ar,úmido}}$	densidade ar úmido (kg.m <sup>-3</sup> )
$\varphi$	adimensional de vazão (-)
$\psi$	adimensional de pressão (-)

## SUMÁRIO

RESUMO.....	7
ABSTRACT .....	9
LISTA DE FIGURAS .....	10
LISTA DE TABELAS .....	14
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS .....	15
LISTA DE SÍMBOLOS.....	21
SUMÁRIO.....	22
1. INTRODUÇÃO.....	24
2. MINIMIZAÇÃO DA PERDA DE COMPOSTOS VOLÁTEIS EM PROCESSOS UTILIZANDO TORRES DE RESFRIAMENTO CORRENTE CRUZADA .....	28
2.1. Introdução.....	28
2.2. Modelagem Matemática.....	32
2.2.1 Torre de Resfriamento Corrente Cruzada.....	32
2.2.2 Validação do modelo de torre de resfriamento cruzada .....	36
2.2.3 Torre de resfriamento corrente cruzada e o balanço de energia do processo....	38
2.3. Implementação do modelo.....	41
2.4. Estudos de caso .....	42
2.4.1 Carga térmica do trocador 1 menor em relação ao trocador 2 .....	43
2.4.1.1 Menor temperatura de bulbo úmido.....	44
2.4.1.2 Maior temperatura de bulbo úmido.....	50
2.4.2 Carga térmica do trocador 1 da mesma ordem de grandeza que a carga térmica do trocador 2 .....	55
2.4.3 Resumo dos resultados .....	59
2.5. Conclusões .....	60
3. OTIMIZAÇÃO DO CONSUMO DE ENERGIA EM TORRES DE RESFRIAMENTO CONTRACORRENTE .....	62
3.1. Introdução.....	62

3.2.	Modelagem de Torres de Resfriamento contracorrente .....	66
3.2.1	Vazão mínima de ar ( $G_{min}$ ).....	70
3.2.2	Altura mínima de uma torre de resfriamento ( $z_{min}$ ).....	74
3.2.3	Cálculo do consumo de energia no ventilador de uma torre de resfriamento contracorrente .....	75
3.2.4	Cálculo do consumo de energia na bomba de uma torre de resfriamento contracorrente .....	88
3.2.5	Cálculo da vazão de água de “ <i>make-up</i> ” .....	93
3.2.6	Influência da temperatura de bulbo úmido nos cálculos de torres de resfriamento	96
3.3.	Otimização do consumo de energia em torres de resfriamento.....	100
3.4.	Implementação do modelo.....	100
3.5.	Estudos de caso .....	106
3.5.1	Avaliando a influência da temperatura de approach no consumo de energia do sistema .....	108
3.5.2	Estudo de caso: avaliação do funcionamento de um conjunto de cinco células no decorrer de um dia .....	112
3.5.3	Estudo de caso: variação da carga térmica a ser retirada do processo .....	118
3.6.	Conclusões .....	123
	REFERÊNCIAS .....	126
4.	ANEXOS.....	131
4.1.	Resultados da otimização da operação de um conjunto de uma e até cinco torres de resfriamento operando em paralelo conforme variações do ar ambiente ocorridas no dia 01/11/14.....	131
4.2.	Resultados da otimização da operação de um conjunto de uma e até cinco torres de resfriamento operando em paralelo conforme variações na carga térmica .....	135

## 1. INTRODUÇÃO

Torres de resfriamento são equipamentos amplamente empregados para resfriamento da água proveniente de condensadores utilizados em processos industriais e de sistemas de refrigeração. Devido a sua frequente escassez, a utilização de torres de resfriamento permite que a água quente que sai dos condensadores seja resfriada e enviada novamente ao processo. Apenas uma fração da água evaporada na torre é repostada na forma de “*make-up*”.

O processo de resfriamento da água em torres de resfriamento ocorre através do contato entre o ar e a água no recheio da torre. Conforme apresentado por Zivi et al. (1956), o processo de transferência de calor em uma torre é uma combinação entre a transferência de calor sensível entre a água e o ar, que frequentemente está a uma temperatura menor, e a evaporação de parte da água que é um fenômeno que retira calor latente da água. A evaporação de parte da água é o processo responsável pela maior parte do seu resfriamento em uma torre. Os processos de transferência de calor e massa que ocorrem em uma torre podem ser tratados como um processo único de transferência que tem como força motriz (“*driving force*”) a diferença de entalpia entre a interface ar-água ao redor das gotas de água e a entalpia do ar.

Em processos industriais, é comum ocorrerem alterações na temperatura da água que sai da torre de resfriamento, normalmente devido a:

- Variações das condições do ar ambiente que se exprimem através das variações da umidade do ar ou da temperatura de bulbo úmido que ocorrem tanto no decorrer do dia como durante as estações do ano;
- Variações da carga térmica a ser retirada do processo, seja por parada de uma das fábricas que o sistema de torres de resfriamento atende ou por variação da produtividade da(s) fábrica(s).

Geralmente as torres são projetadas para a condição de demanda máxima, por isso há momentos em que estão operando em sua capacidade máxima, mas há frequentes momentos em que estão operando ociosas e a água de resfriamento está mais fria do

que o necessário. Estas oscilações de temperatura da água de resfriamento provocam oscilações no processo, seja ora condensando mais e ora condensando menos produto nos condensadores de colunas de destilação, ou resfriamento mais ou menos produtos de uma reação exotérmica que ocorre em batelada, por exemplo.

Ao se projetar uma torre de resfriamento contracorrente, são determinadas as características construtivas da torre como altura, tipo de recheio, área de seção transversal do recheio, entre outros, conforme Figura 1.1. Mas dada uma torre ou um conjunto de torres existentes, existem oportunidades de se reduzir as vazões de água e de ar em sistemas de torres de resfriamento minimizando o consumo de energia. Em momentos em que o ar está com uma umidade menor, ou a fábrica reduziu a demanda por água de resfriamento, é possível se ter a flexibilidade de alterar as vazões de ar no ventilador da torre e de água na bomba de recirculação, minimizando o consumo de energia do sistema e o custo de produção dos produtos envolvidos no processo. Esta economia resulta em aumento de competitividade das fábricas e além disso permite se obter sempre a mesma temperatura de água de resfriamento estabilizando o processo.



Figura 1.1 – Projeto de uma torre de resfriamento nova.

Neste trabalho estuda-se como em torres de resfriamento contracorrente existentes, operando em paralelo, é possível obter uma redução do consumo de energia devido a variações das condições do ar ambiente e da demanda do processo. Como exemplo do sistema estudado, segue na Figura 1.2 um esquema de duas torres de resfriamento

contracorrente operando em paralelo, o processo é simplificado e representado por um trocador de calor. O objetivo do estudo é encontrar qual a configuração que representa um menor consumo de energia, seja desligando um ventilador de uma torre, ou reduzindo a rotação de um ventilador ou a vazão de água de circulação, sempre mantendo a restrição de atender a demanda do processo por água de resfriamento.

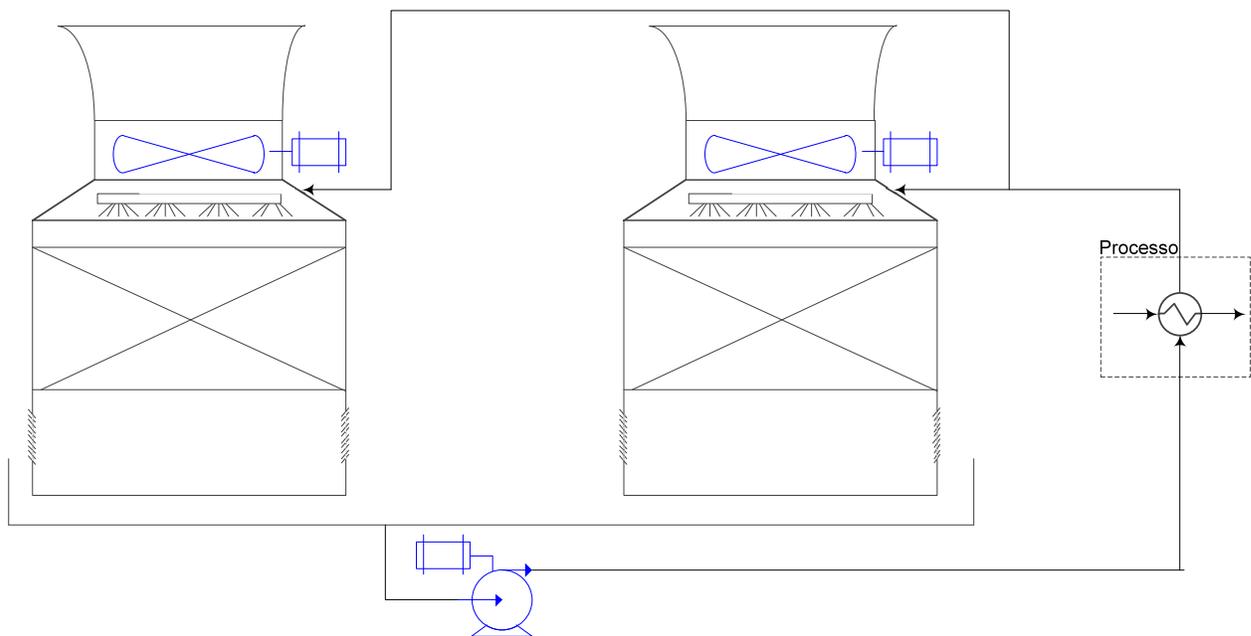


Figura 1.2 – Esquema representativo do sistema de duas torres de resfriamento contracorrente operando em paralelo.

Este estudo apresenta também como ocorre o resfriamento da água em torres do tipo corrente cruzada e as oportunidades que este tipo de torre proporciona. Devido a maneira como ocorre o resfriamento da água neste tipo de torre, a água escoava verticalmente e o ar horizontalmente. Desta forma, a água que escoava pelo lado mais externo do recheio entra em contato com um ar menos úmido em relação à água que escoava pelo lado mais interno do recheio. Este resfriamento irregular da água permite que ainda em fase de projeto deste tipo de torre seja possível se obter água mais fria que pode ser usada em trocadores de calor que condensam fluidos orgânicos de baixa temperatura de ebulição, minimizando perdas para o meio ambiente sem aumentar

consideravelmente o investimento. O público alvo deste estudo de torres do tipo corrente cruzada são engenheiros que trabalham no projeto de torres. Dado um sistema existente, seria mais complicado ou talvez inviável dependendo da complexidade da fábrica, de se fazer esta divisão.

## **2. MINIMIZAÇÃO DA PERDA DE COMPOSTOS VOLÁTEIS EM PROCESSOS UTILIZANDO TORRES DE RESFRIAMENTO CORRENTE CRUZADA**

### **2.1. Introdução**

É comum em processos existirem trocadores de calor que condensam fluidos mais voláteis ou de menor temperatura de ebulição. Fluidos de baixa temperatura de ebulição são fluidos que em trocadores de calor eventualmente são parcialmente condensados, e as perdas quando contabilizadas representam valores consideráveis. Estes trocadores normalmente projetados para determinadas condições de temperaturas e vazões de processo, comumente operam sob condições de maior vazão a ser condensada em relação às condições de projeto como, por exemplo, devido a um aumento da produção. Caso a água de resfriamento, utilizada como utilidade nestes trocadores, estivesse a uma temperatura menor, haveria uma redução na perda de produto na forma de vapor, ou seja, que não foram condensados. Entretanto, o problema é como obter água de resfriamento a uma menor temperatura. Uma forma seria trocar o recheio da torre, por outro de melhor desempenho, ou trocar o ventilador por outro que proporcione maior vazão de ar. Provavelmente existem várias maneiras de se obter uma água a menor temperatura, mas que exigem um investimento alto ou que aumente os custos de operação do sistema.

Estudos realizados sobre torres de resfriamento de escoamento cruzado referem-se a modelagem destes equipamentos, como o de Inazumi e Kageyama (1975) que desenvolveu um método gráfico para o cálculo força motriz da entalpia em uma torre de escoamento cruzado. Esta representação gráfica é aplicável a um “range” de temperatura maior do que o “range” aplicável para outros métodos existentes. O trabalho de Nahavandi e Serico (1975) apresenta a modelagem de torres cruzadas incluindo a perda de água por evaporação e como esta consideração leva a resultados mais precisos.

Estudos mais recentes como o trabalho de Fisenko e Brin (2007) apresentam que o principal parâmetro que afeta a eficiência térmica de torre de resfriamento escoamento

cruzado com convecção natural, ou seja, sem a utilização de ventiladores, é o raio médio das gotículas de água.

A maioria dos trabalhos sobre torres de resfriamento não investigou a possibilidade de se obter água a uma temperatura menor. O sistema estudado neste trabalho é representado por um trocador de calor, que representa os consumidores de água de resfriamento de um processo e uma torre de resfriamento do tipo corrente cruzada, conforme Figura 2.1.

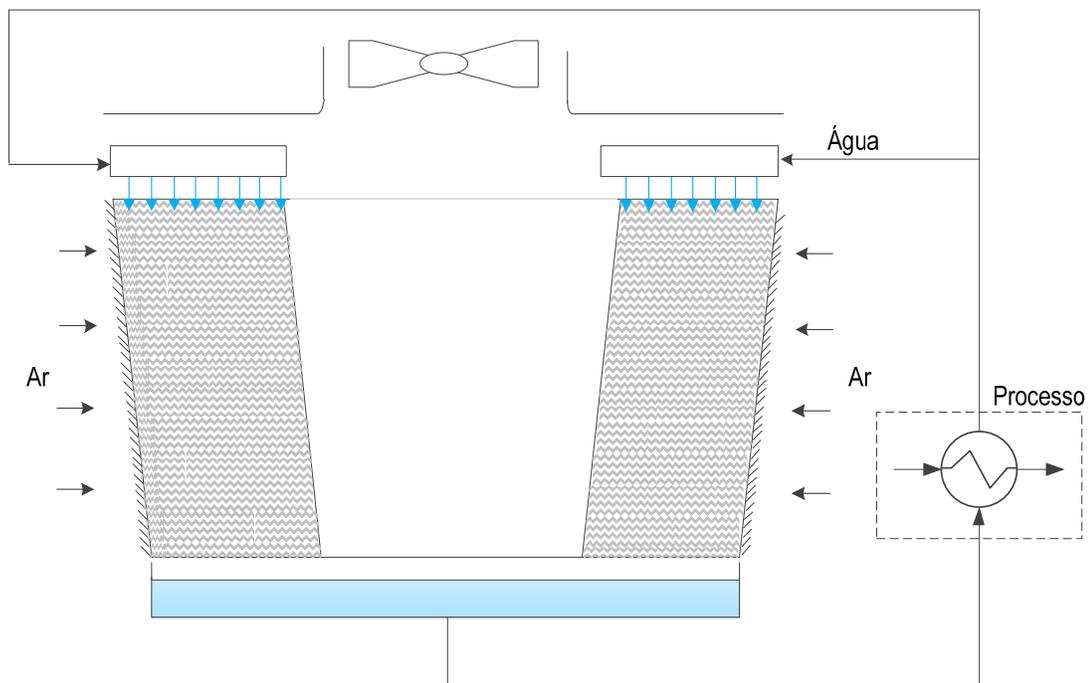


Figura 2.1- Torre de resfriamento do tipo escoamento cruzado.

Em torres de escoamento cruzado, as seções externas do recheio, mais próximas da entrada de ar, conforme ilustrado na Figura 2.2, tem contato com ar mais frio e menos úmido do que as seções localizadas mais no interior do recheio. Logo o resfriamento da água é mais intenso na seção do recheio mais próxima a entrada do ar, e menos intenso na região interior do recheio. Além disso, na parte superior do recheio o ar tem contato com água mais quente e quanto maior a temperatura da água, maior a evaporação da água e maior a umidade do ar que escoam nesta seção. Já o ar que

escoa na parte inferior do recheio, tem contato com água a uma temperatura menor e por isso tem uma umidade menor na saída do recheio em relação ao ar que escoou na parte superior.

Devido a esta diferença de intensidade do resfriamento de água conforme a posição do recheio, existe um gradiente de temperatura da água na saída do recheio. No reservatório coletor da água que sai da torre ocorre a mistura de toda a água que passou pelo recheio e a temperatura final desta mistura é uma temperatura média entre as frações mais frias e mais quentes.

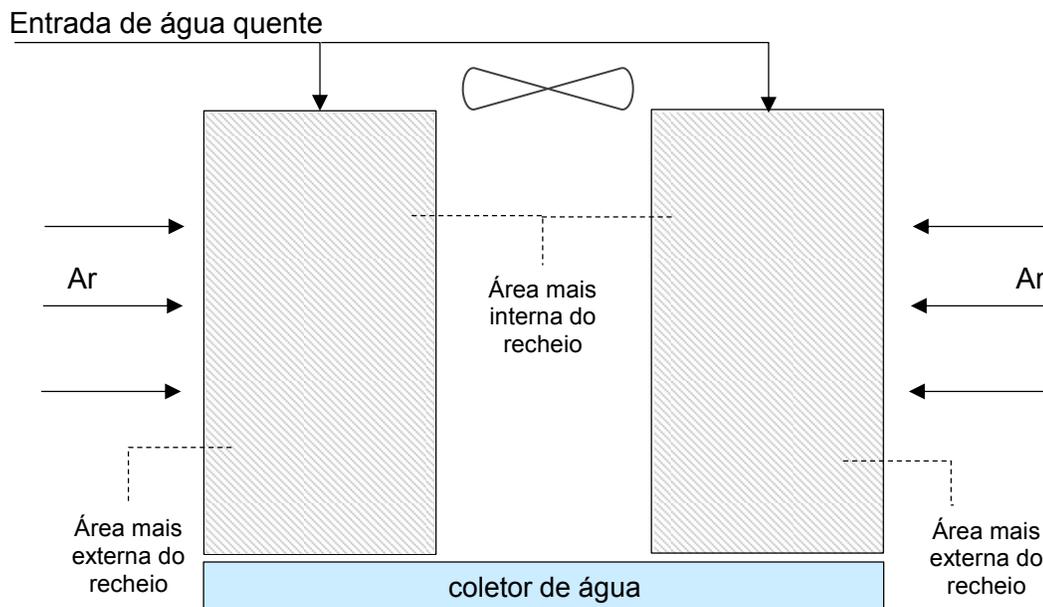


Figura 2.2- Resfriamento desigual da água no recheio de uma torre de resfriamento corrente cruzada.

Devido ao perfil de temperatura no reservatório coletor de água, dividindo a água ao final do recheio e antes de ser misturada permite obter uma corrente de menor temperatura e outra de maior temperatura. Água a uma temperatura menor poderia ser utilizada em partes críticas do processo do ponto de vista de condensação de produtos de menor temperatura de ebulição. Água a uma temperatura maior poderia ser utilizada

em partes do processo que não seria prejudicada recebendo água a temperatura maior. Água a temperaturas menores são obtidas em sistemas de “*chillers*”, mas nem sempre há a necessidade de se ter uma água tão fria quanto a obtida por estes refrigeradores, que por sua vez nem sempre estão disponíveis e possuem um alto custo de operação.

A definição do ponto em que se faz a divisão da água na bacia coletora deve ser feita levando-se em conta a vazão e a temperatura da água: quanto menor a temperatura da corrente mais fria, menor a vazão de água desta corrente.

Neste estudo apresenta-se como definir o melhor ponto da divisão. Para isto, considera-se um sistema conforme representado pela Figura 2.3, em que a água de torre é dividida em duas correntes:

- Uma corrente segue para o trocador 1, que representa parte do processo que condensa fluidos de menor temperatura de ebulição e por isso recebe água a uma temperatura menor;
- Outra corrente segue para o trocador 2, que representa parte do processo que não é prejudicada ao receber água a temperatura maior, seja por condensar fluidos de maior temperatura de ebulição ou por algum outro motivo.

Para encontrar melhor ponto de divisão da água de torre, maximiza-se a carga térmica do trocador 1, considerando a restrição de manter a carga térmica do lado do processo que receberá água mais quente.

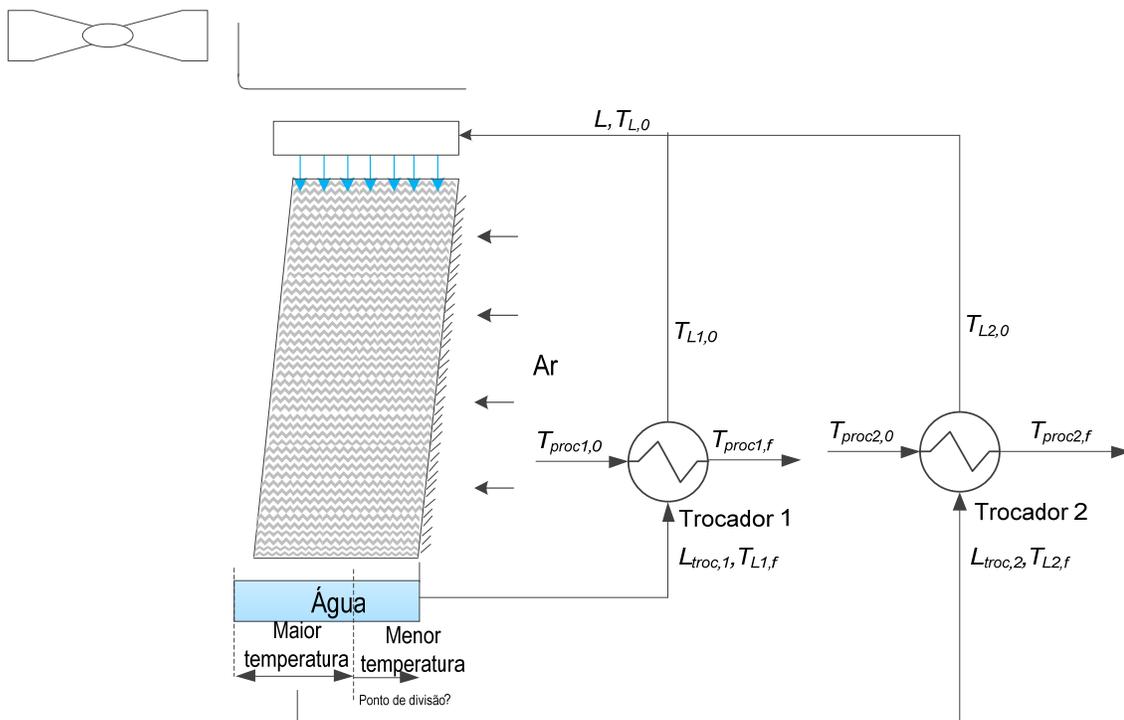


Figura 2.3 – Divisão da água na bacia da torre para trocadores 1 e 2.

## 2.2. Modelagem Matemática

### 2.2.1 Torre de Resfriamento Corrente Cruzada

As variações da intensidade do resfriamento da água de acordo com a seção do recheio em torres cruzadas diferenciam a modelagem deste tipo de torres da modelagem de torres contracorrente. Em torres de resfriamento contracorrente, o ar e a água escoam no sentido vertical pelo recheio e as condições de temperatura e entalpia da água e do ar mudam neste mesmo sentido. Em uma seção transversal horizontal deste tipo de torre, as condições de temperatura e entalpia da água e do ar são constantes. Já em torres de escoamento cruzado, a água escoam no sentido vertical e o ar escoam no sentido horizontal, logo as condições do ar e da água variam tanto em seções verticais quanto em seções horizontais do recheio.

Conforme apresentado por Zivi et al. (1956), o recheio da torre é discretizado através de uma malha tridimensional igualmente espaçada. As equações de transferência de calor e massa que ocorrem em uma torre cruzada são aplicadas sobre o recheio discretizado em pequenas unidades de volume (Figura 2.4), para as quais são escritas equações de conservação de energia e transferência de calor.

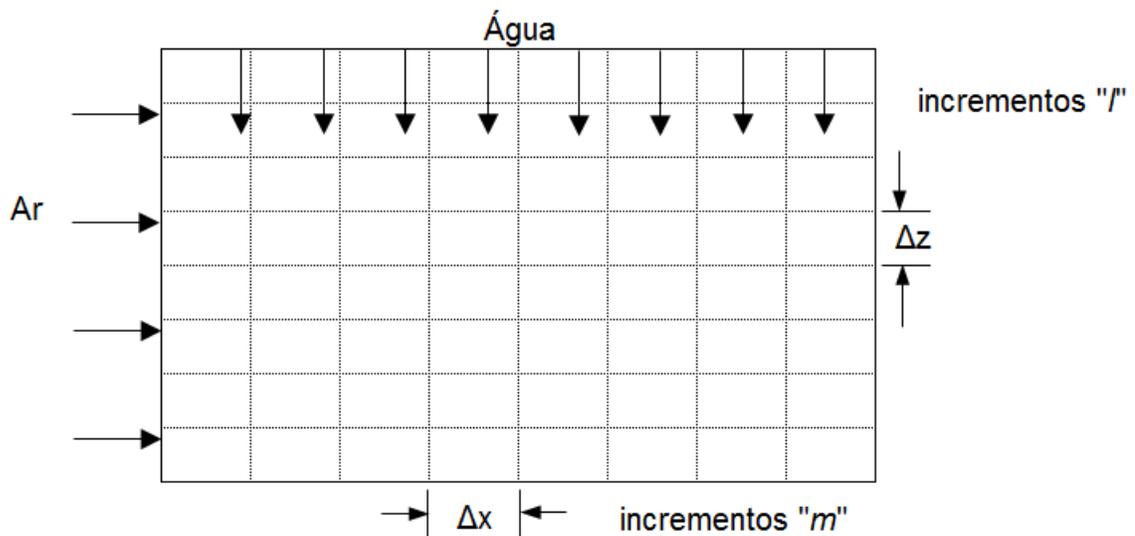


Figura 2.4- Representação do recheio dividido em unidade de volume.

A direção positiva do eixo  $x$  é definida como a direção do fluxo de ar. A direção negativa do eixo  $z$  é definida como a direção do fluxo de água. O eixo  $y$  refere-se a profundidade do recheio.

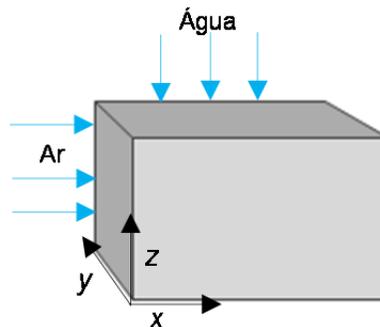


Figura 2.5- Visão tridimensional do recheio da torre cruzada.

A temperatura da água entrando e saindo de cada unidade de volume é dada, respectivamente, por  $T_L$  e  $T_L + \Delta T_L$ . A entalpia do ar entrando e saindo de cada unidade de volume é dada, respectivamente, por  $H_G$  e  $H_G + \Delta H_G$ . A redução da temperatura da água em cada incremento “ $l$ ”, corresponde a uma redução da entalpia da água, que é igual a redução na entalpia do ar em cada incremento “ $m$ ”.

Em cada unidade de volume do recheio discretizado, as variações da temperatura da água e da entalpia do ar são calculadas com base nas condições de entrada da água e do ar naquela unidade de volume.

Os cálculos iniciam sempre na célula localizada na primeira linha e primeira coluna, que é a única célula em que são conhecidas as condições de entrada para o ar e para a água. A cada incremento corresponde a uma coluna “ $m$ ” e a uma linha “ $l$ ”. Conforme apresentado por Bell et al. (1990) na Figura 2.6.

O modo mais rigoroso seria considerar a entalpia média do ar e da água na entrada e na saída de cada unidade de volume, o que é inviável pois somente as condições de entrada em cada célula são conhecidas. Os cálculos podem ser feitos de duas formas:

- discretizando-se o recheio em um número adequado de colunas e linhas de tal forma que as entalpia do ar e a temperatura da água na saída de cada incremento é tão próxima das condições da entrada, que o erro inserido considerando somente as condições iniciais é desprezível;
- fazendo-se um cálculo iterativo em que na primeira iteração considera-se as condições de entrada para o ar e água como sendo as condições de saída, e da segunda iteração em diante considera-se as condições de saída iguais às calculadas na iteração anterior e assim segue o cálculo até que as condições de saída para o ar e para a água em duas iterações subsequentes sejam muito próximas.

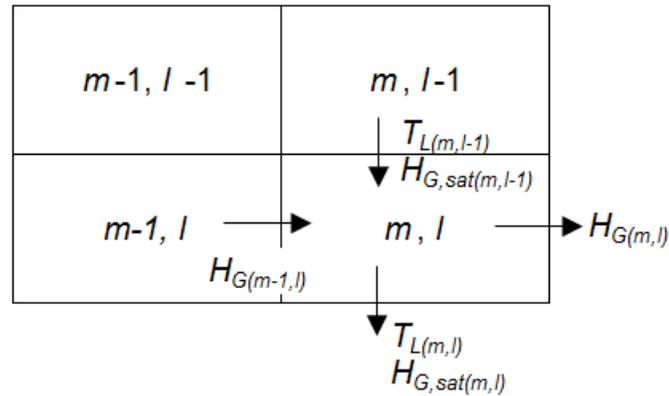


Figura 2.6- Esquema do potencial para transferência de entalpia e temperatura para escoamento cruzado.

O balanço de energia em cada unidade de volume de altura  $\Delta z$  e largura  $\Delta x$  é dado por:

$$L' C_{p,L} \Delta x (T_L - (T_L + \Delta T_L)) \Delta y = G' \Delta z ((H_G + \Delta H_G) - H_G) \Delta y \quad (2-1)$$

Como o termo " $T_L - (T_L + \Delta T_L)$ " é negativo, e simplificando a equação acima, tem-se:

$$-L' C_{p,L} \Delta x \Delta T_L = G' \Delta z \Delta H_G \quad (2-2)$$

Como as dimensões de cada unidade de volume são pequenas e no limite tendem a zero,  $\Delta x$  e  $\Delta z$  são substituídos por  $dx$  e  $dz$ , e a equação se torna:

$$-\frac{L' C_{p,L} dT_L}{dz} = \frac{G' dH_G}{dx} \quad (2-3)$$

Na equação acima, os fluxos de água,  $L'$ , e de ar,  $G'$  são dados pelas equações (2-4) e (2-5) que expressam a vazão de líquido dividido pela área de escoamento:

$$L' = \frac{L}{dy dx} \quad (2-4)$$

$$G' = \frac{G}{dy dz} \quad (2-5)$$

A equação que representa a taxa de transferência de massa, conforme apresentado por Baker et al. (1961), e a relação entre alterações na entalpia do ar e na temperatura da água é dada por:

$$-L' C_{p,L} dT_L dx dy = G' dH_G dz dy = k_g dx dz dy (H_{G,sat} - H_G) \quad (2-6)$$

O termo “ $H_{G,\text{sat}} - H_G$ ” corresponde a diferença entre a entalpia do ar saturado na temperatura da água e a entalpia do ar na entrada da célula.

Reescrevendo a equação (2-6), em função do incremento de entalpia do ar,  $dH_g$ , em uma célula, tem-se a variação da entalpia do ar em cada unidade de volume:

$$dH_g = \frac{k_g (H_{G,\text{sat}} - H_G) dx}{G'} \quad (2-7)$$

Reescrevendo a equação (2-6), em função da redução de temperatura da água,  $dT_L$ , em uma célula, tem-se a variação da temperatura da água em cada unidade de volume:

$$dT_L = \frac{k_g dz (H_{G,\text{sat}} - H_G)}{c_{p,L} L'} \quad (2-8)$$

Os valores de temperatura da água são conhecidos em todas as unidades de volume da primeira linha, em que a água entra no recheio.

### 2.2.2 Validação do modelo de torre de resfriamento cruzada

Para validar o modelo proposto para a torre de escoamento cruzado, simulou-se uma torre conforme características da torre simulada por Baker et al. (1961). Os resultados foram comparados com Ashrae (2009), que apresenta os mesmo resultados que a referência Baker et al. (1961), mas conforme o Sistema Internacional de Medidas: entalpia em kJ/kg e temperatura em °C. As características da torre de resfriamento eram: razão entre vazão de água e de ar,  $L/G = 1$ , temperatura de entrada da água na torre,  $T_{L,0} = 50^\circ\text{C}$ , temperatura de bulbo úmido,  $T_{\text{bu}} = 24^\circ\text{C}$  e número de unidades de transferência,  $NTU = 0,1$ . Nada se comenta a respeito da umidade relativa do ar, isso porque as retas que determinam a temperatura de bulbo úmido são praticamente paralelas às retas que representam a entalpia do ar, então uma vez definido a temperatura de bulbo úmido, define-se a entalpia do ar, independentemente da temperatura de bulbo seco ou umidade relativa.

Os resultados da simulação conforme Ashrae (2009) seguem na Figura 2.7. Os resultados conforme o modelo apresentado neste trabalho seguem na Figura 2.8, em que os cálculos foram feitos discretizando o recheio da torre em 1000 colunas e 1000 linhas. Discretizando em um 5, 100 e 500, observa-se que há uma diferença entre os resultados, mas esta diferença diminui entre os resultados discretizando para 500 e 1000 linhas e colunas e passam a ser na terceira casa decimal. Assim decidiu-se por discretizar o recheio em 1000 linhas e 1000 colunas.

	$T_{L,0} = 50^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 275,2$				
$H_G = 72,37$	$T_L = 45,16^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 215,84$ $\Delta T_L = 4,84^{\circ}\text{C}$	$T_L = 45,64^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 221,08$ $\Delta T_L = 4,36^{\circ}\text{C}$	$T_L = 46,07^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 225,81$ $\Delta T_L = 3,93^{\circ}\text{C}$	$T_L = 46,47^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 230,45$ $\Delta T_L = 3,53^{\circ}\text{C}$	$T_L = 46,82^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 234,51$ $\Delta T_L = 3,18^{\circ}\text{C}$
$H_G = 72,37$	$T_L = 41,73^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 181,77$ $\Delta T_L = 3,43^{\circ}\text{C}$	$T_L = 42,43^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 188,29$ $\Delta T_L = 3,21^{\circ}\text{C}$	$T_L = 43,07^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 194,39$ $\Delta T_L = 3,00^{\circ}\text{C}$	$T_L = 43,66^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 200,23$ $\Delta T_L = 2,81^{\circ}\text{C}$	$T_L = 44,19^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 205,60$ $\Delta T_L = 2,63^{\circ}\text{C}$
$H_G = 72,37$	$T_L = 39,12^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 159,38$ $\Delta T_L = 2,61^{\circ}\text{C}$	$T_L = 39,93^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 166,23$ $\Delta T_L = 2,50^{\circ}\text{C}$	$T_L = 40,67^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 172,16$ $\Delta T_L = 2,40^{\circ}\text{C}$	$T_L = 41,36^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 178,44$ $\Delta T_L = 2,30^{\circ}\text{C}$	$T_L = 41,99^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 184,11$ $\Delta T_L = 2,20^{\circ}\text{C}$
$H_G = 72,37$	$T_L = 37,04^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 143,23$ $\Delta T_L = 2,08^{\circ}\text{C}$	$T_L = 37,90^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 149,94$ $\Delta T_L = 2,03^{\circ}\text{C}$	$T_L = 38,70^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 156,06$ $\Delta T_L = 1,97^{\circ}\text{C}$	$T_L = 39,43^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 161,93$ $\Delta T_L = 1,93^{\circ}\text{C}$	$T_L = 40,12^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 167,63$ $\Delta T_L = 1,87^{\circ}\text{C}$
$H_G = 72,37$	$T_L = 35,35^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 127,69$ $\Delta T_L = 1,69^{\circ}\text{C}$	$T_L = 36,22^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 135,02$ $\Delta T_L = 1,68^{\circ}\text{C}$	$T_L = 37,04^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 141,97$ $\Delta T_L = 1,66^{\circ}\text{C}$	$T_L = 37,79^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 147,92$ $\Delta T_L = 1,64^{\circ}\text{C}$	$T_L = 38,51^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 153,98$ $\Delta T_L = 1,61^{\circ}\text{C}$

Figura 2.7- Resultados para água entrando na torre a  $50^{\circ}\text{C}$ , temperatura de bulbo úmido igual a  $24^{\circ}\text{C}$  e  $L/G = 1$ , conforme Ashrae (2009) ( $H_G$  e  $H_{G,sat}$  dados em kJ/kg).

Nota-se que as temperaturas da água em cada célula estão muito próximas. Comparando a temperatura da água média que sai da torre conforme Baker et al. (1961), os valores são muito próximos: a temperatura obtida pela referência é  $37,61^{\circ}\text{C}$  e pelo modelo estudado aqui é igual a  $37,54^{\circ}\text{C}$ .

	$T_{L,0} = 50^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 275,2$	$T_{L,0} = 50^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 275,2$	$T_{L,0} = 50^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 275,2$	$T_{L,0} = 50^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 275,2$	$T_{L,0} = 50^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 275,2$
$H_G = 72,37$	$T_L = 45,53^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 218,78$ $\Delta T_L = 4,47^{\circ}\text{C}$ $H_G = 90,61$	$T_L = 45,95^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 223,42$ $\Delta T_L = 4,05^{\circ}\text{C}$ $H_G = 107,59$	$T_L = 46,32^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 227,60$ $\Delta T_L = 3,68^{\circ}\text{C}$ $H_G = 122,99$	$T_L = 46,66^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 231,51$ $\Delta T_L = 3,34^{\circ}\text{C}$ $H_G = 136,96$	$T_L = 46,97^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 235,14$ $\Delta T_L = 3,03^{\circ}\text{C}$ $H_G = 149,64$
$H_G = 72,37$	$T_L = 42,28^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 185,94$ $\Delta T_L = 3,25^{\circ}\text{C}$ $H_G = 85,51$	$T_L = 42,89^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 191,70$ $\Delta T_L = 3,06^{\circ}\text{C}$ $H_G = 98,29$	$T_L = 43,46^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 197,25$ $\Delta T_L = 2,86^{\circ}\text{C}$ $H_G = 110,27$	$T_L = 43,98^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 202,45$ $\Delta T_L = 2,68^{\circ}\text{C}$ $H_G = 121,51$	$T_L = 44,46^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 207,37$ $\Delta T_L = 2,51^{\circ}\text{C}$ $H_G = 132,04$
$H_G = 72,37$	$T_L = 39,76^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 163,87$ $\Delta T_L = 2,52^{\circ}\text{C}$ $H_G = 82,47$	$T_L = 40,48^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 169,90$ $\Delta T_L = 2,41^{\circ}\text{C}$ $H_G = 92,60$	$T_L = 41,14^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 175,62$ $\Delta T_L = 2,32^{\circ}\text{C}$ $H_G = 102,29$	$T_L = 41,76^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 181,16$ $\Delta T_L = 2,22^{\circ}\text{C}$ $H_G = 111,57$	$T_L = 42,34^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 186,50$ $\Delta T_L = 2,12^{\circ}\text{C}$ $H_G = 120,45$
$H_G = 72,37$	$T_L = 37,72^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 147,87$ $\Delta T_L = 2,04^{\circ}\text{C}$ $H_G = 80,42$	$T_L = 38,50^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 153,80$ $\Delta T_L = 1,98^{\circ}\text{C}$ $H_G = 88,71$	$T_L = 39,22^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 159,48$ $\Delta T_L = 1,92^{\circ}\text{C}$ $H_G = 96,77$	$T_L = 39,89^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 164,94$ $\Delta T_L = 1,87^{\circ}\text{C}$ $H_G = 104,59$	$T_L = 40,53^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 170,33$ $\Delta T_L = 1,81^{\circ}\text{C}$ $H_G = 112,18$
$H_G = 72,37$	$T_L = 36,04^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 135,82$ $\Delta T_L = 1,68^{\circ}\text{C}$ $H_G = 78,94$	$T_L = 36,84^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 141,44$ $\Delta T_L = 1,66^{\circ}\text{C}$ $H_G = 85,88$	$T_L = 37,59^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 146,91$ $\Delta T_L = 1,63^{\circ}\text{C}$ $H_G = 92,70$	$T_L = 38,29^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 152,19$ $\Delta T_L = 1,60^{\circ}\text{C}$ $H_G = 99,40$	$T_L = 38,96^{\circ}\text{C}$ $H_{G,sat} = 157,41$ $\Delta T_L = 1,57^{\circ}\text{C}$ $H_G = 105,96$

Figura 2.8- Resultados para água entrando na torre a  $50^{\circ}\text{C}$ , temperatura de bulbo úmido igual a  $24^{\circ}\text{C}$  e  $L/G = 1$ , conforme modelagem estudada neste trabalho ( $H_G$  e  $H_{G,sat}$  dados em kJ/kg).

### 2.2.3 Torre de resfriamento corrente cruzada e o balanço de energia do processo

No modelo proposto, parte do processo que representa os consumidores de água de resfriamento que condensam fluidos mais voláteis é representado pelo trocador de calor 1. A parte do processo que não seria prejudicada ao receber água a uma temperatura maior é representada pelo trocador 2.

O balanço de energia no trocador 1 é dado pela equação (2-9).

$$Q_1 = L_{\text{troc},1} C_{p,L} (T_{L1,0} - T_{L1,f}) \quad (2-9)$$

Neste trocador, leva-se em conta a transferência máxima de calor no trocador que é diretamente proporcional à sua área de troca, ao coeficiente global de transferência de calor e à diferença de temperatura média logarítmica conforme equação (2-10):

$$Q_1 = U A \Delta T_M = U A \frac{(T_{\text{proc1,f}} - T_{L1,0}) - (T_{\text{proc1,0}} - T_{L1,f})}{\ln\left(\frac{T_{\text{proc1,f}} - T_{L1,0}}{T_{\text{proc1,0}} - T_{L1,f}}\right)} \quad (2-10)$$

Para reescrever a equação (2-10), em função da temperatura de saída do fluido de processo,  $T_{L1,0}$ , considera-se o número de unidades de transferência para trocadores,  $NTU_{\text{troc}}$ , que é a razão entre a capacidade máxima do trocador de transferir calor e a capacidade mínima do fluido absorver o calor. A equação para cálculo do  $NTU_{\text{troc}}$  é dada pela equação (2-11):

$$NTU_{\text{troc}} = \frac{U A}{L_{\text{troc},1} C_{p,L}} \quad (2-11)$$

A razão entre a diferença de temperatura para o fluido de processo entre a entrada e a saída do trocador de calor, e a diferença de temperatura da água na entrada e saída do trocador,  $R$ , é dada por:

$$R = \frac{T_{\text{proc1,0}} - T_{\text{proc1,f}}}{T_{L1,0} - T_{L1,f}} \quad (2-12)$$

Como o trocador 1 condensa um fluido de processo, a temperatura de entrada e saída deste fluido no trocador é zero e assim  $R$  é igual a zero para todos os casos estudados.

A partir de  $R$  e  $NTU_{\text{troc}}$  é possível calcular o parâmetro  $P$ , que é a razão entre a diferença as temperaturas de entrada e saída do fluido frio do trocador e a diferença entre a temperatura de entrada do fluido quente e a temperatura de entrada do fluido frio:

$$P = \frac{1 - \exp(NTU_{\text{troc}}(R - 1))}{1 - R \exp(NTU_{\text{troc}}(R - 1))} \quad (2-13)$$

A temperatura de saída do fluido de processo,  $T_{L1,0}$ , pode ser então calculada pela seguinte equação:

$$T_{L1,0} = T_{L1,f} + P (T_{\text{troc1,0}} - T_{L1,f}) \quad (2-14)$$

Para a parte do processo representada pelo trocador 2, por simplificação, como restrição mantém-se a carga térmica e a área de troca iguais antes e após a divisão da água que deixa a torre. Para este trocador não leva-se em conta o impacto da alteração temperatura média logarítmica na transferência de calor, mas apenas o balanço de energia conforme equação (2-15).

$$Q_2 = L_{\text{troc},2} C_{p,L} (T_{L,2,0} - T_{L,2,f}) \quad (2-15)$$

A modelagem da torre cruzada é aplicada a cada divisão vertical da torre para calcular as temperaturas de saída da água. O número de divisões verticais é dado por “ $m$ ”, e o número de divisões horizontais é dado por “ $l$ ” linhas e a temperatura de saída da água calculada para cada célula. Sendo assim, existem “ $m$ ” vezes “ $l$ ” equações e “ $m$ ” vezes “ $l$ ” incógnitas.

Uma parte da água com menor temperatura é enviada ao trocador 1 e corresponde a uma vazão referente a um número de colunas igual a “ $m'$ ”. Logo as equações que determinam a temperatura média da corrente mais fria, que é a temperatura média entre  $T_{L,1}$ ,  $T_{L,2}$ , ..., até  $T_{L,m'}$ , são:

$$T_{L,1} = f(T_{L,f}; C_{p,L}; C_{p,v}; \lambda; L; UR; T_{\text{bu}}; P_{\text{vap},T_{\text{bu}}}; P_{\text{vap},T_g}; w; C_{p,G}; G; Pa; k_g; T_g) \quad (2-16)$$

$$T_{L,m'} = f(T_{L,f}; C_{p,L}; C_{p,v}; \lambda; L; UR; T_{\text{bu}}; P_{\text{vap},T_{\text{bu}}}; P_{\text{vap},T_g}; w; C_{p,G}; G; Pa; k_g; T_g; m') \quad (2-17)$$

A temperatura média da corrente de água de maior temperatura é determinada por “ $m - m'$ ” equações,  $T_{L,m'+1}$  a  $T_{L,m}$ :

$$T_{L,m'+1} = f(T_{L,f}; C_{p,L}; C_{p,v}; \lambda; L; UR; T_{\text{bu}}; P_{\text{vap},T_{\text{bu}}}; P_{\text{vap},T_g}; w; C_{p,G}; G; Pa; k_g; T_g; m' + 1) \quad (2-18)$$

$$T_{L,m} = f(T_{L,f}; C_{p,L}; C_{p,v}; \lambda; L; UR; T_{\text{bu}}; P_{\text{vap},T_{\text{bu}}}; P_{\text{vap},T_g}; w; C_{p,G}; G; Pa; k_g; a_i; T_g; m) \quad (2-19)$$

Assim, as temperaturas da água mais fria que segue para o trocador 1 e mais quente que segue para o trocador 2 são dadas por, respectivamente:

$$T_{L,1,f} = \frac{(T_{L,1} + T_{L,2} + \dots + T_{L,m'}) L_{\text{div}}}{L_{\text{troc},1}} \quad (2-20)$$

$$T_{L,2,f} = \frac{(T_{L,m'+1} + T_{L,m'+2} + \dots + T_{L,m}) L_{\text{div}}}{L_{\text{troc},2}} \quad (2-21)$$

A temperatura média da água que sai da torre caso nenhuma divisão da água seja feita é calculada por:

$$T_{L,f} = \frac{T_{L1} L_1 + \dots + T_{Lm} L_m}{L} \quad (2-22)$$

A temperatura de retorno da água para a torre é calculada a partir das temperaturas de retorno da água de cada um dos trocadores de calor 1 e 2, conforme equação (2-23).

$$T_{L,0} = \frac{T_{L1,0} L_{\text{troc},1} + T_{L2,0} L_{\text{troc},2}}{L_{\text{troc},1} + L_{\text{troc},2}} \quad (2-23)$$

A vazão total de água que retorna para a torre é dada pela soma das vazões de água de cada trocador:

$$L = L_{\text{troc},1} + L_{\text{troc},2} \quad (2-24)$$

A vazão de água em cada divisão da bacia coletora da torre é calculada dividindo-se a vazão total de água que entra na torre pelo número de divisões utilizado nos cálculos, “*m*”.

$$L_{\text{div}} = \frac{L}{m} \quad (2-25)$$

### 2.3. Implementação do modelo

A partir da modelagem matemática apresentada, faz-se uma otimização para determinar o melhor ponto de divisão entre as correntes de água de maior e de menor temperatura. A carga térmica do trocador que recebe a água mais fria é maximizada, a carga térmica do trocador que recebe água mais quente é mantida fixa antes e após a maximização. O trocador que recebe a água mais fria é um trocador que após um aumento de produção passou a ficar subdimensionado por exemplo, e por isso condensa parcialmente o fluido de processo. Por isso, existe um ganho ao maximizar sua carga térmica.

As equações consideradas na maximização da carga térmica do trocador que representa parte do processo que condensa fluido mais voláteis, o trocador 1, são:

-  $7 + m$  equações: (2-9), (2-15), (2-20), (2-21), (2-22), (2-23), (2-24) e “ $m$ ” equações que representam o número de colunas em que a torre foi dividida para determinar a temperatura da água em cada divisão da bacia coletora.

A temperatura média da corrente de menor temperatura é dada pela equação (2-20) e a temperatura média da corrente de maior temperatura é dada pela equação (2-21).

- Número total de variáveis:  $13 + m$

As variáveis são as seguintes:  $Q_1$ ,  $L_{\text{troc},1}$ ,  $T_{L1,0}$ ,  $T_{L1,f}$ ,  $Q_2$ ,  $L_{\text{troc},2}$ ,  $T_{L2,0}$ ,  $T_{L2,f}$ ,  $L$ ,  $G$ ,  $z$ ,  $T_{L,0}$ ,  $T_{L,f}$ , e “ $m$ ” variáveis ( $T_{L,1}$  a  $T_{L,m}$ )

Fixando as seguintes cinco variáveis:  $G$ ,  $L$ ,  $z$ ,  $T_{L1,0}$ ,  $Q_2$ , o grau de liberdade do sistema passa a ser igual a um, ou seja, nesta otimização existe uma variável de decisão. A variável é a vazão de água para o trocador 1,  $L_{\text{troc},1}$ .

A maximização da carga térmica do trocador 1 é dado por:

Função objetivo a ser maximizada:  $\text{Max } f(Q_1)$

Variável de decisão:  $L_{\text{troc},1}$

Sujeito às seguintes restrições:

$$T_{L1,0} \leq T_{\text{max}}$$

$$T_{L,0} \leq T_{\text{max}}$$

## 2.4. Estudos de caso

Para avaliar o modelo proposto, consideraram-se duas situações de condições de ar ambiente para maximizar a carga térmica de parte da fábrica, enviando água a uma temperatura menor para estes trocadores representados pelo trocador 1. Avaliou-se um caso em que o fluido de processo tem um ponto de ebulição baixo, igual a  $56^\circ\text{C}$  e outro

caso em que o fluido de processo tem temperatura de ebulição maior, mas ainda baixo, igual a 115°C. Também avaliou-se um caso em que as cargas térmicas dos trocadores 1 e 2 possuem mesma ordem de grandeza, e outro em que a carga térmica do trocador 1 é menor em relação à carga térmica do trocador 2.

As características dos trocadores de calor 1 e 2, que representam parte do processo que condensa fluidos mais voláteis e parte do processo que condensa fluidos menos voláteis, respectivamente, são as seguintes:

- trocador de calor 1 com área de troca igual a 10 m<sup>2</sup> e um coeficiente global de transferência de calor,  $U$ , igual a 366 kcal/m<sup>2</sup>/h/°C, usado para trocadores em que nos tubos o fluido é a água e no casco o fluido é um solvente, de acordo com Branan (2002);
- trocador de calor 2 com carga térmica fixa e igual a 300 kcal/s.

A carga térmica do trocador 1 é maximizada tendo como variável de decisão a vazão de água de torre para o trocador 1, utilizando o “Solver” do Excel.

Esta maximização foi feita para duas condições de temperatura do ar e umidade relativa.

Em cada célula do recheio, calcula-se a variação da entalpia do ar e a variação da temperatura da água com base nas condições de entrada do ar e da água na célula. Para definir o número de células, fez-se uma análise de sensibilidade e então considerou-se como número adequado utilizar 1000 divisões do recheio nas direções vertical e horizontal. Dividindo-se em um número maior que 1000, a diferença na temperatura de saída da água da torre obtida passa a ser na terceira casa decimal e não justifica a divisão do recheio em um número maior.

#### **2.4.1 Carga térmica do trocador 1 menor em relação ao trocador 2**

Os casos estudados referem-se a um sistema em que o trocador 1, que tem sua carga térmica maximizada, possui carga térmica menor em relação ao trocador 2.

As características do recheio da torre, vazões de água e ar e coeficiente global de transferência de calor levados em conta nesta avaliação foram os seguintes:

- dimensões do recheio:  $x = 7,1$  m,  $y = 3,6$  m e  $z = 7,6$  m;
- coeficiente de transferência de massa, conforme Bell et al. (1990):  $k_g = 1,0$  kg/s/m<sup>3</sup>;
- vazão de água na torre = 58,3 kg/s;
- razão entre as vazões de água e ar,  $L/G = 1,0$ .

#### **2.4.1.1 Menor temperatura de bulbo úmido**

Este estudo de caso leva em conta um dia em que a temperatura de bulbo úmido é 14,3°C, conforme as seguintes condições do ar:

- $T_g = 28,3^\circ\text{C}$
- $UR = 20,8\%$  ( $T_{bu} = 14,3^\circ\text{C}$ )

Considerando a bacia coletora da torre sem nenhuma divisão, a variação da temperatura de saída da água após passar pelo recheio da torre e antes de ser misturada na bacia coletora, varia de 15,1°C a 21,2°C, conforme ilustrado pelo gráfico da Figura 2.9.

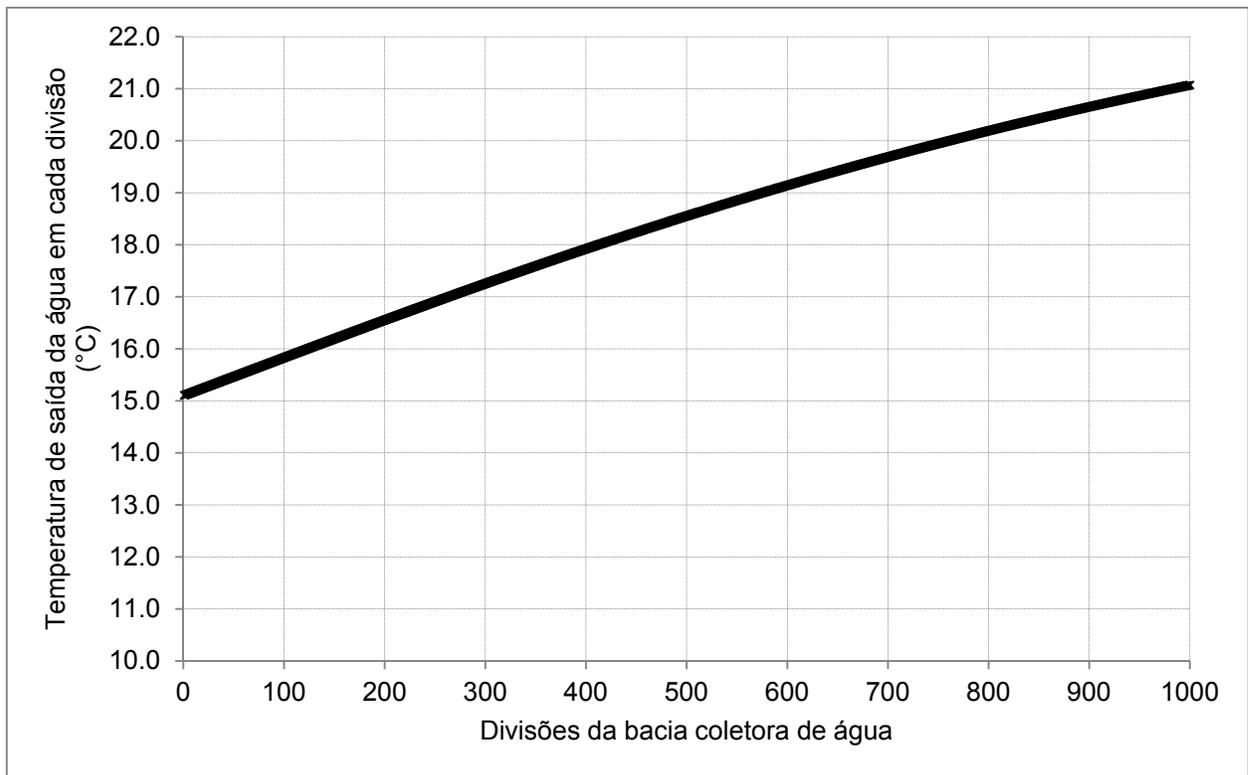


Figura 2.9- Variação da temperatura da água de saída do recheio conforme a posição na bacia coletora de água ( $T_{bu} = 14,3^{\circ}\text{C}$ ).

Para o caso de o fluido de processo com baixo ponto de ebulição igual a  $56^{\circ}\text{C}$  que será condensado em um trocador de calor utilizando a água de torre de resfriamento, quando não há divisão da água ao sair da torre, a água segue para cada um dos trocadores a uma vazão de  $29,2 \text{ kg/s}$  e a uma temperatura de  $18,4^{\circ}\text{C}$ , conforme apresentado na Figura 2.10.

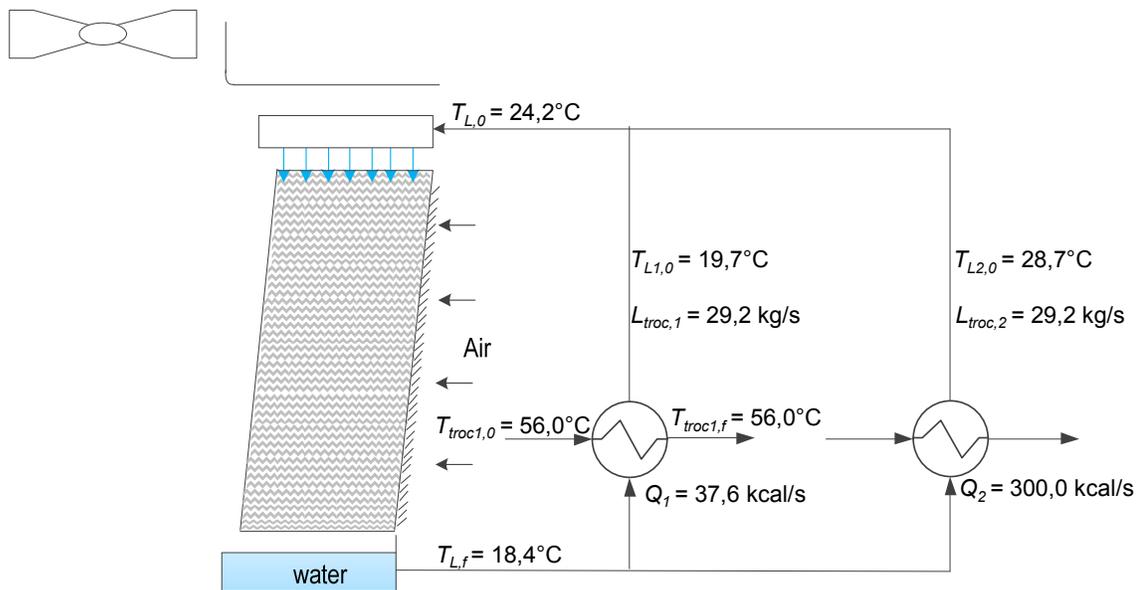


Figura 2.10 – Resultados para o caso sem divisão na água de torre, ar a  $T_{\text{bu}} = 14,3^\circ\text{C}$  e  $T_{\text{troc},1} = 56,0^\circ\text{C}$ .

Após a otimização maximizando a carga térmica do trocador 1, a corrente de água com temperatura menor, que segue para o trocador 1, tem uma vazão igual a 20,8 kg/s e uma temperatura de 16,4°C, que é a temperatura média entre a porção de água mais fria, que está a 15,1°C e a porção de água de maior temperatura, que está a 17,6°C, conforme curva vermelha do gráfico da Figura 2.11.

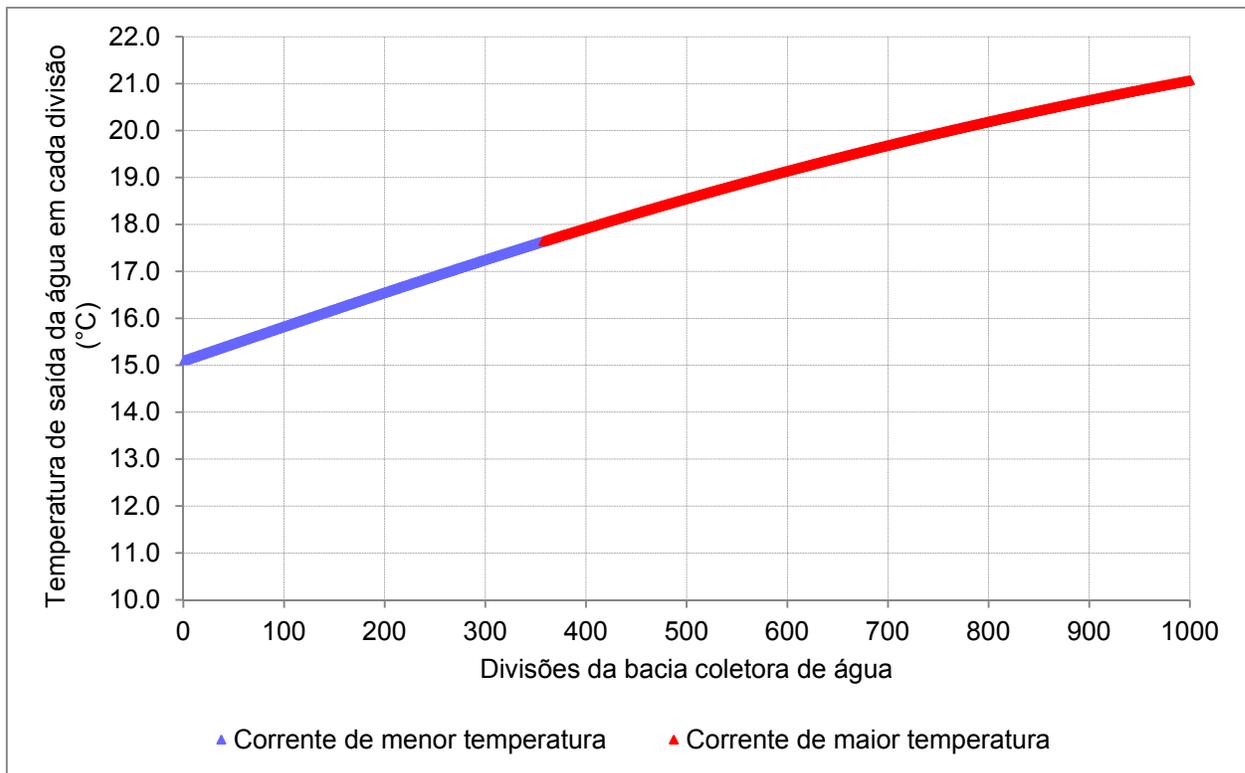


Figura 2.11- Variação da temperatura da corrente de água de maior e de menor temperatura na saída do recheio conforme a posição na bacia coletora de água ( $T_{bu} = 14,3^{\circ}\text{C}$ ).

A parcela da água de maior temperatura, que segue para o trocador 2, tem uma vazão igual a 37,5 kg/s e temperatura de 19,5°C, que é a temperatura média entre a porção de água mais fria, que está a 17,6°C e a porção de água de maior temperatura, que está a 21,1°C, conforme ilustrado no gráfico da Figura 2.11.

A carga térmica do trocador 1 foi maximizada, aumentando de 37,6 kcal/s para 39,2 kcal/s, devido a temperatura da água de torre que alimenta o trocador ter diminuído de 18,4°C para 16,4°C. A maximização da carga térmica do trocador 1 foi acompanhada de uma redução da vazão de água de torre para este trocador de 29,2 para 20,8 kg/s, mas esta redução foi compensada pela redução da temperatura da água da torre. Estes valores estão contemplados na Figura 2.12.

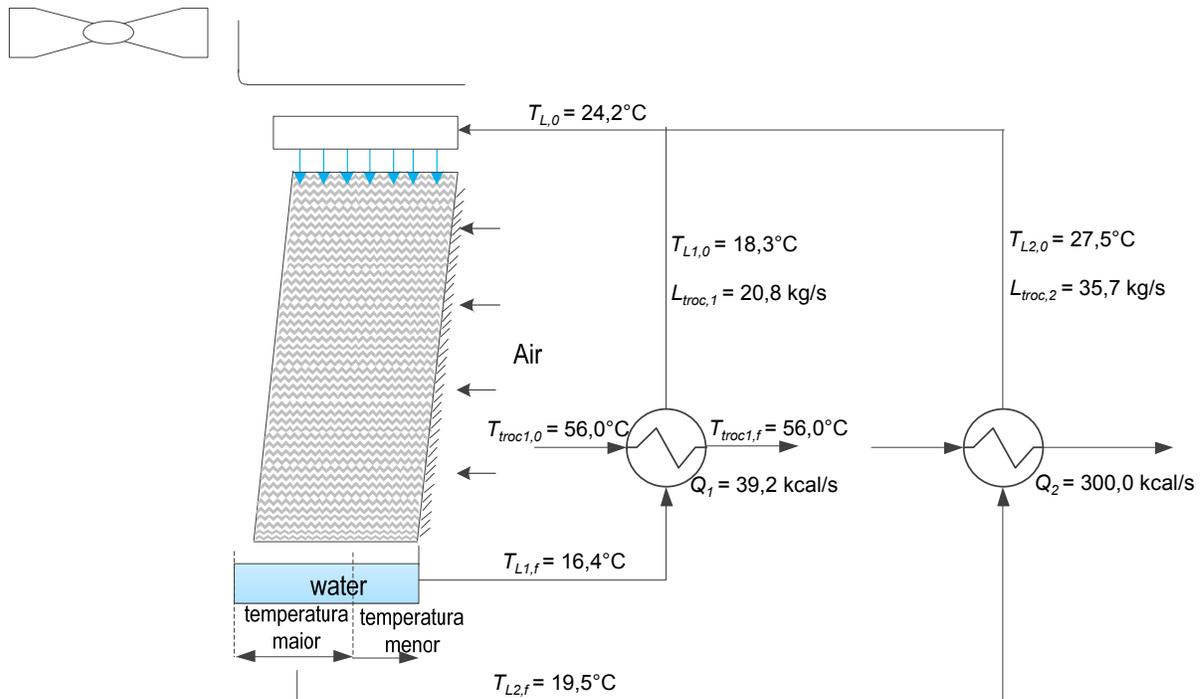


Figura 2.12 – Resultados para o caso com divisão na água de torre, ar a  $T_{bu} = 14,3^{\circ}\text{C}$  e  $T_{troc,1} = 56,0^{\circ}\text{C}$ .

Considerando que o fluido de processo a ser condensado no trocador 1 tenha um calor latente de vaporização igual a 80 kcal/kg, com a divisão da água de torre em duas correntes, 51,8 t/mês de produto deixariam de ser perdidos para a atmosfera ou sistema de tratamento de gases. Já para o caso de o fluido de processo ter um calor latente de 120 kcal/kg, 34,6 t/mês de produto deixariam de ser perdidos.

Outro caso estudado foi considerando que o fluido de processo com maior ponto de ebulição, igual a  $115^{\circ}\text{C}$ , em relação ao caso anterior, mas ainda sendo considerado como um fluido de baixo ponto de ebulição ou volátil. Não havendo divisão da água que deixa o recheio, conforme Figura 2.13, devido a maior temperatura de ebulição do fluido de processo do trocador 1, a carga térmica do trocador 1 é 2,5 vezes maior em relação ao caso anterior.

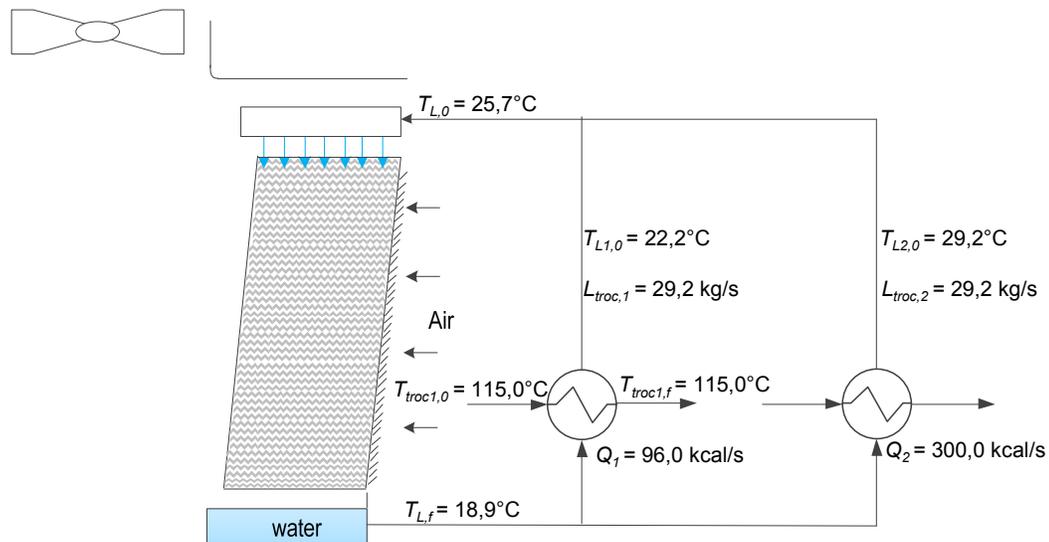


Figura 2.13 – Resultados para o caso sem divisão na água de torre, ar a  $T_{bu} = 14,3^{\circ}\text{C}$  e  $T_{troc1,0} = 115,0^{\circ}\text{C}$ .

Ao dividir a água que sai do recheio em duas correntes, conforme Figura 2.14, a água que alimenta o trocador 1 tem uma temperatura quase  $3^{\circ}\text{C}$  menor em relação ao caso sem divisão. Entretanto, caso o fluido de processo tenha um calor latente de vaporização igual a  $80 \text{ kcal/kg}$ , uma quantidade menor, mas ainda expressiva, de produto deixaria de ser perdida devido a condensação incompleta, quando comparado com o caso anterior:  $22,7 \text{ t/mês}$ . Esta quantidade diminui para  $15,1 \text{ t/mês}$  caso o fluido de processo tenha um calor latente de  $120 \text{ kcal/kg}$ .

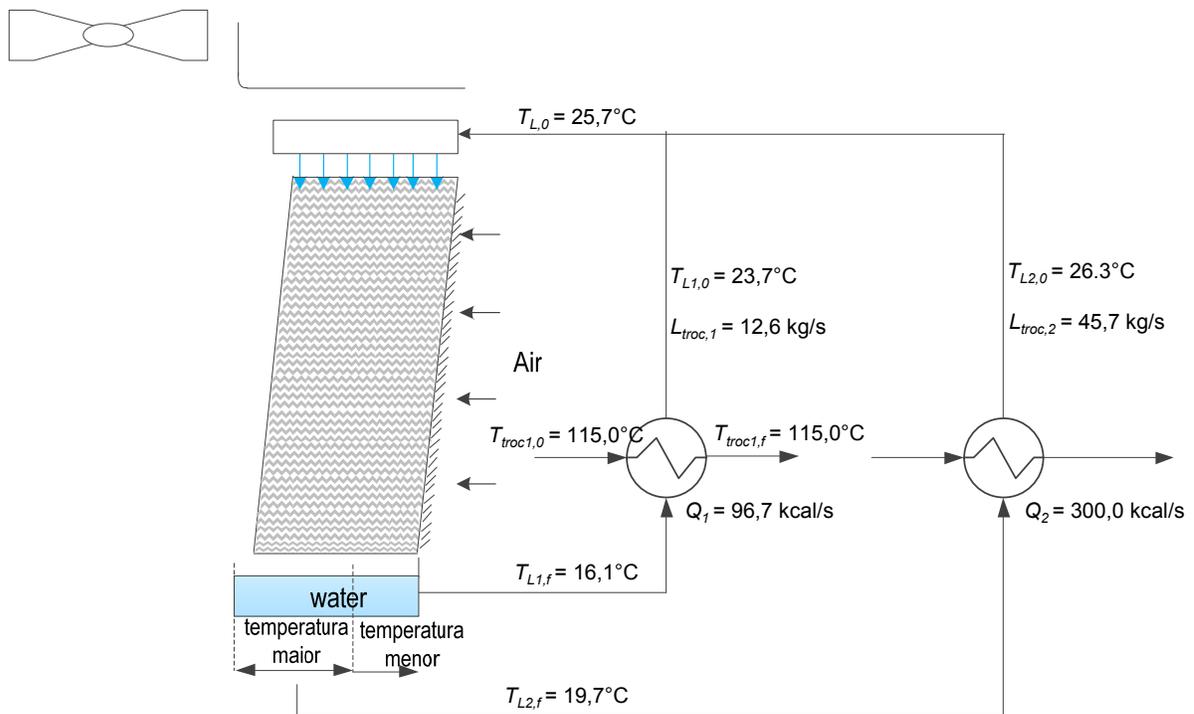


Figura 2.14 – Resultados para o caso com divisão na água de torre, ar a  $T_{bu} = 14,3^{\circ}\text{C}$  e  $T_{troc1,0} = 115,0^{\circ}\text{C}$ .

#### 2.4.1.2 Maior temperatura de bulbo úmido

Este estudo de caso leva em conta um dia em que a temperatura de bulbo úmido é mais alta em relação ao estudo anterior, conforme as seguintes condições do ar:

- $T_g = 31,0^{\circ}\text{C}$
- $UR = 56,5\%$  ( $T_{bu} = 23,9^{\circ}\text{C}$ )

Neste caso, o valor de temperatura de bulbo úmido é maior em relação ao caso anterior.

Considerando a bacia coletora da torre sem nenhuma divisão, a variação da temperatura de saída da água da torre em cada uma das divisões é em torno de  $4^{\circ}\text{C}$ : de  $24,1^{\circ}\text{C}$  a  $27,9^{\circ}\text{C}$ , conforme ilustrado pelo gráfico da Figura 2.15.

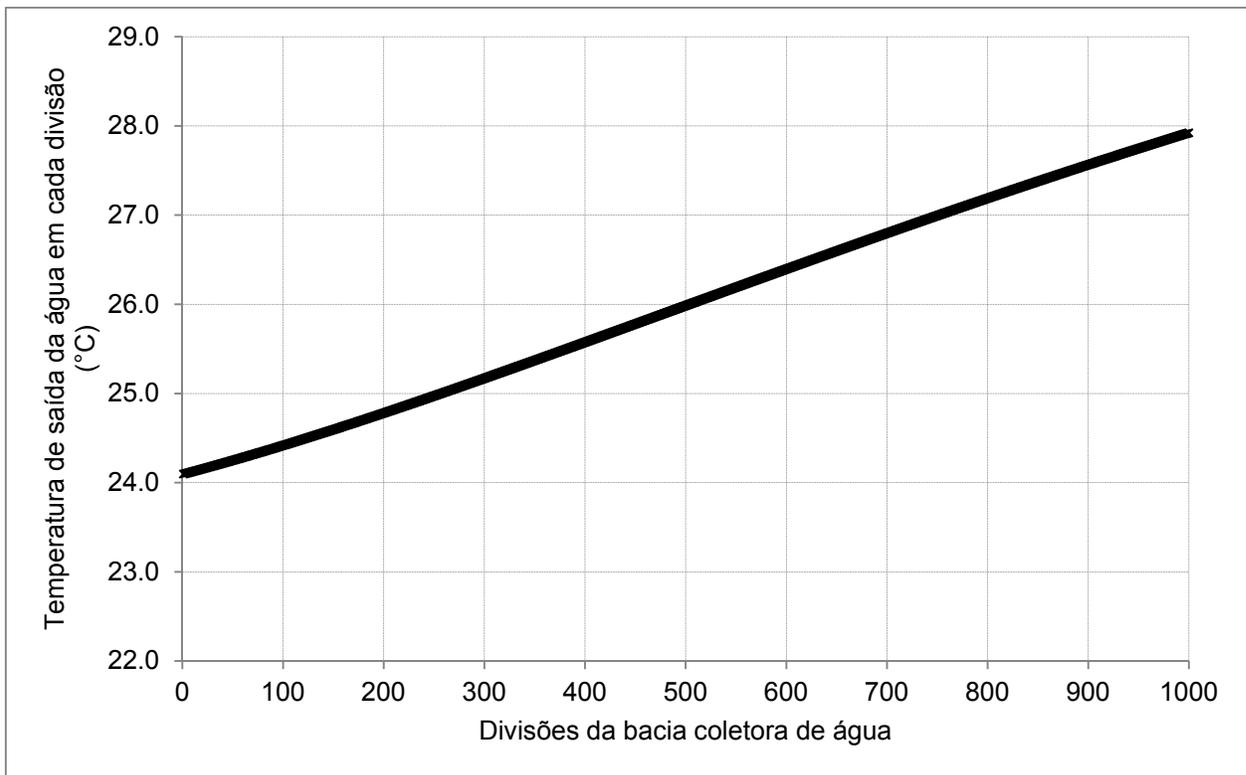


Figura 2.15- Variação da temperatura da água de saída da torre conforme a posição na bacia coletora de água ( $T_{bu} = 23,9^{\circ}\text{C}$ ).

Para o caso de o fluido de processo de baixo ponto de ebulição igual a  $56^{\circ}\text{C}$ , quando não há divisão na bacia coletora de água de torre, a água segue para cada um dos trocadores a uma vazão de  $29,2 \text{ kg/s}$  e a uma temperatura de  $26,0^{\circ}\text{C}$ , conforme apresentado na Figura 2.16.

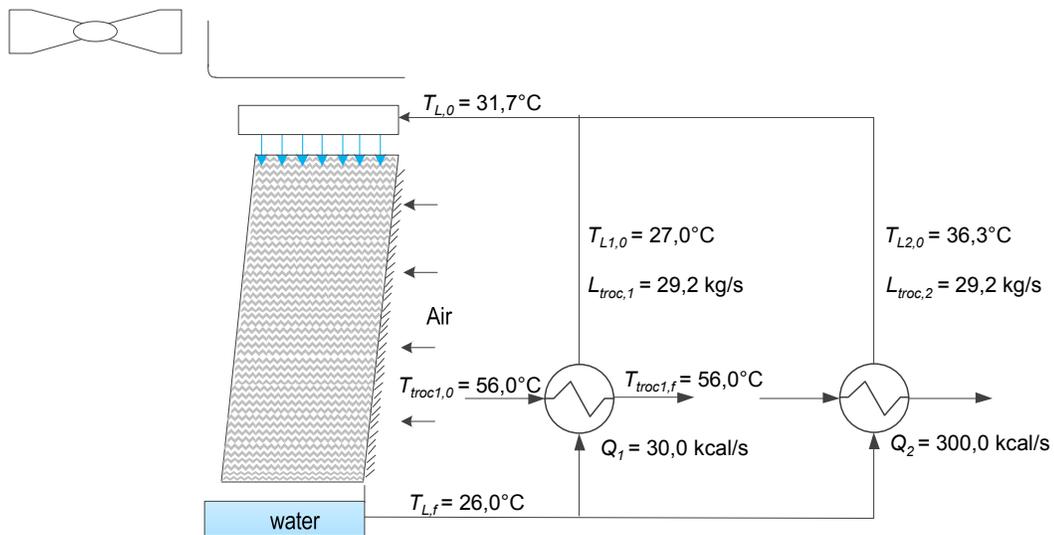


Figura 2.16 – Resultados para o caso sem divisão na água de torre, ar a  $T_{bu} = 23,9^{\circ}\text{C}$  e  $T_{troc1,0} = 56,0^{\circ}\text{C}$ .

Maximizando a carga térmica do trocador 1, para o caso em que o fluido de processo do trocador 1 tem temperatura de ebulição igual a  $56^{\circ}\text{C}$ , a corrente de menor temperatura tem uma vazão igual a  $22,6 \text{ kg/s}$  e a temperatura desta corrente é igual a  $24,7^{\circ}\text{C}$ , que é a temperatura média entre a porção de água mais fria, que está a  $24,1^{\circ}\text{C}$  e a porção de água de maior temperatura, que está a  $25,5^{\circ}\text{C}$ , conforme observa-se no gráfico da Figura 2.17.

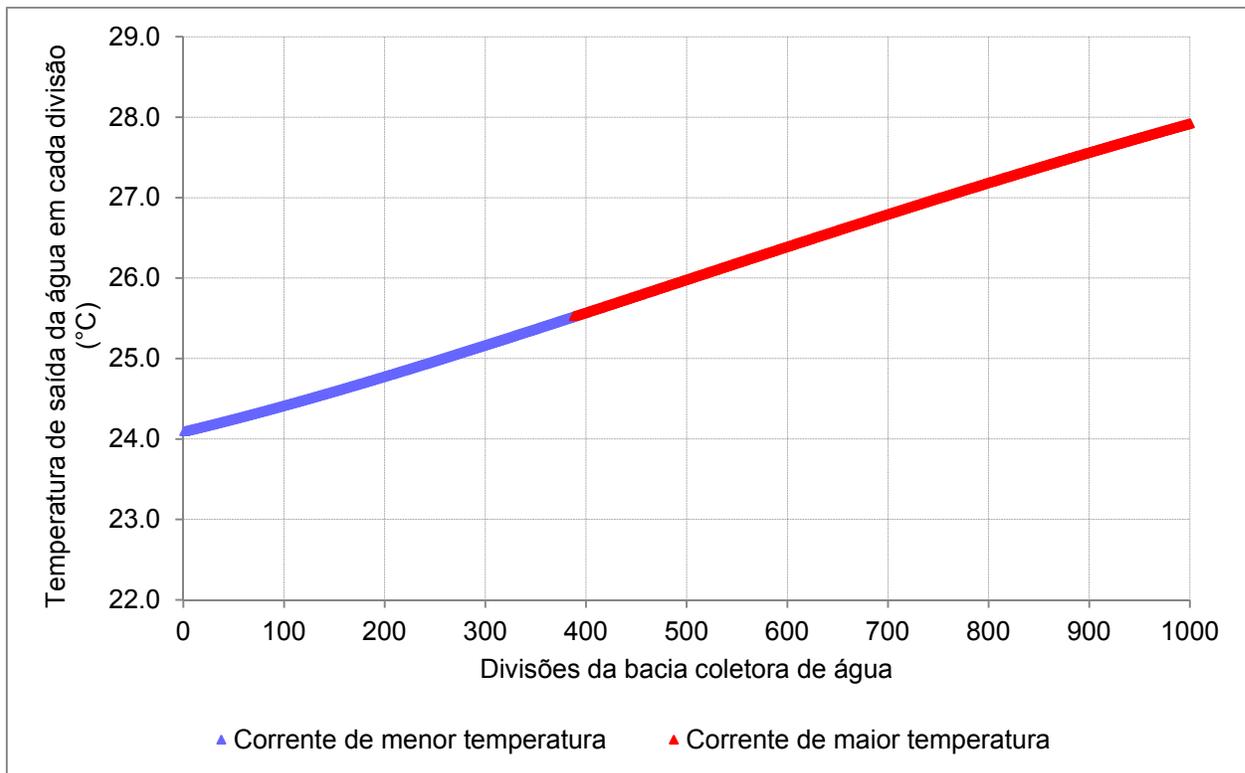


Figura 2.17- Variação da temperatura da corrente de água de maior e de menor temperatura na saída do recheio conforme a posição na bacia coletora de água ( $T_{bu} = 23,9^{\circ}\text{C}$ ).

A corrente de maior temperatura tem uma vazão igual a 35,7 kg/s e temperatura igual a 26,8°C, que é a temperatura média entre a porção de água mais fria, que está a 25,5°C e a porção de água de maior temperatura, que está a 27,9°C, conforme ilustrado no gráfico da Figura 2.17.

Ao dividir a água que sai da torre em duas correntes de temperaturas diferentes, a redução da perda de produto na forma de vapor corresponde a 3,2 t/mês, para o caso de o calor latente ser igual a 80 kcal/kg. Para o caso de um fluido de calor latente igual a 120 kJ/kg, a redução na perda de produto na forma de vapor é menor, igual a 2,2 t/mês, mas também expressiva. As condições após a divisão da água seguem na Figura 2.18.

Quanto maior temperatura de bulbo úmido, menor o ganho potencial de redução da perda de voláteis através da divisão da água em duas correntes.

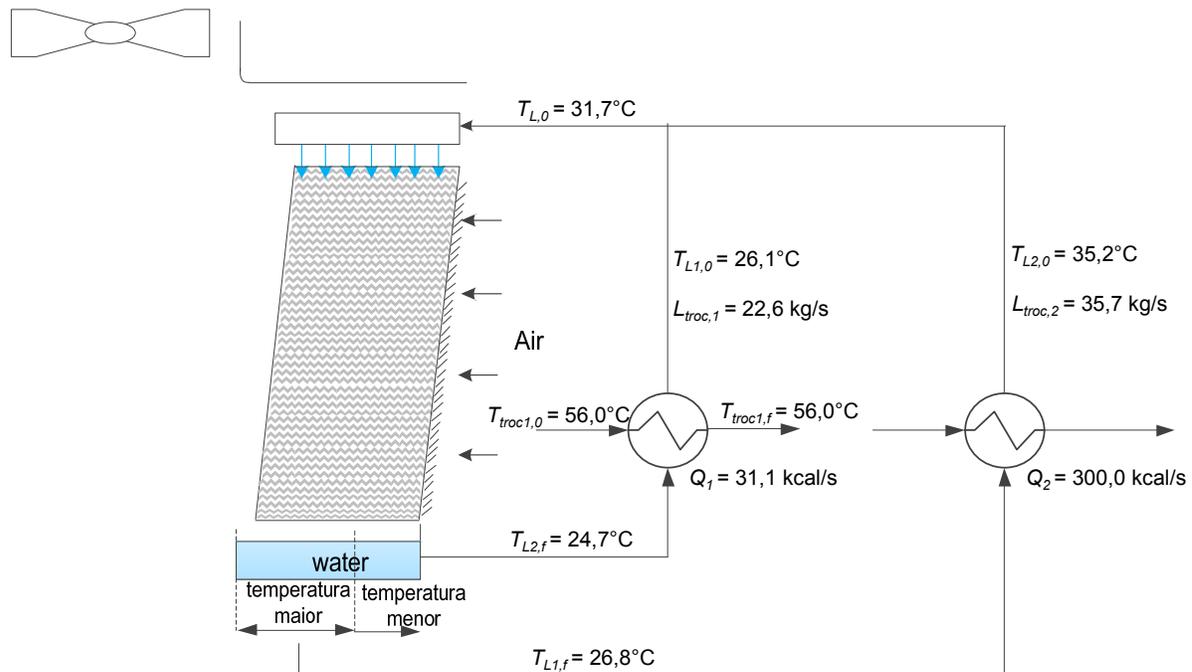


Figura 2.18 – Resultados para o caso com divisão na água de torre, ar a  $T_{\text{bu}} = 23,9^\circ\text{C}$  e  $T_{\text{troc},1,0} = 56,0^\circ\text{C}$ .

Para o caso do fluido de processo ter uma maior temperatura de ebulição, igual a  $115^\circ\text{C}$ , a divisão da água de torre em duas correntes não resultou em uma maximização da carga térmica do trocador 1.

Para estes casos estudados, nota-se que quanto menor a temperatura de ebulição do fluido de processo e menor a temperatura de bulbo úmido, maior é o ganho devido a redução de perda de produto não condensado dividindo a água na saída do recheio em uma corrente de menor temperatura e outra de maior temperatura. Como o investimento necessário para viabilizar esta divisão, principalmente na etapa de projeto, não é expressivo, fica claro que os ganhos são relevantes e é uma mudança a ser considerada em casos em que existem fluidos de baixo ponto de ebulição sendo condensados no processo. Esta também é uma alternativa para casos em que houve

aumento de produção de uma fábrica e alguns trocadores de calor ficaram subdimensionados.

#### **2.4.2 Carga térmica do trocador 1 da mesma ordem de grandeza que a carga térmica do trocador 2**

Este estudo de caso leva em conta um dia em que a temperatura de bulbo úmido é baixa, conforme as seguintes condições do ar:

- $T_g = 28,3^\circ\text{C}$
- $UR = 20,8\%$  ( $T_{bu} = 14,3^\circ\text{C}$ )

Neste caso, simulou-se um sistema em que as cargas térmicas do trocador 1 e 2 são da mesma ordem de grandeza.

As características do recheio da torre, vazões de água e ar e coeficiente global de transferência de calor levados em conta nesta avaliação foram os seguintes:

- dimensões do recheio:  $x = 6,8$  m,  $y = 3,6$  m e  $z = 7,0$  m;
- coeficiente de transferência de massa:  $k_g = 1,0$  kg/s/m<sup>2</sup>;
- vazão de água na torre = 50,0 kg/s;
- razão entre as vazões de água e ar,  $L/G = 1,0$ .

Considerando o fluido de processo com baixo ponto de ebulição igual a 56°C, a vazão de água em cada um dos trocadores é igual a 25,0 kg/s e a uma temperatura igual a 18,1°C, para o caso em que não há divisão na bacia coletora de água, conforme apresentado na Figura 2.19.

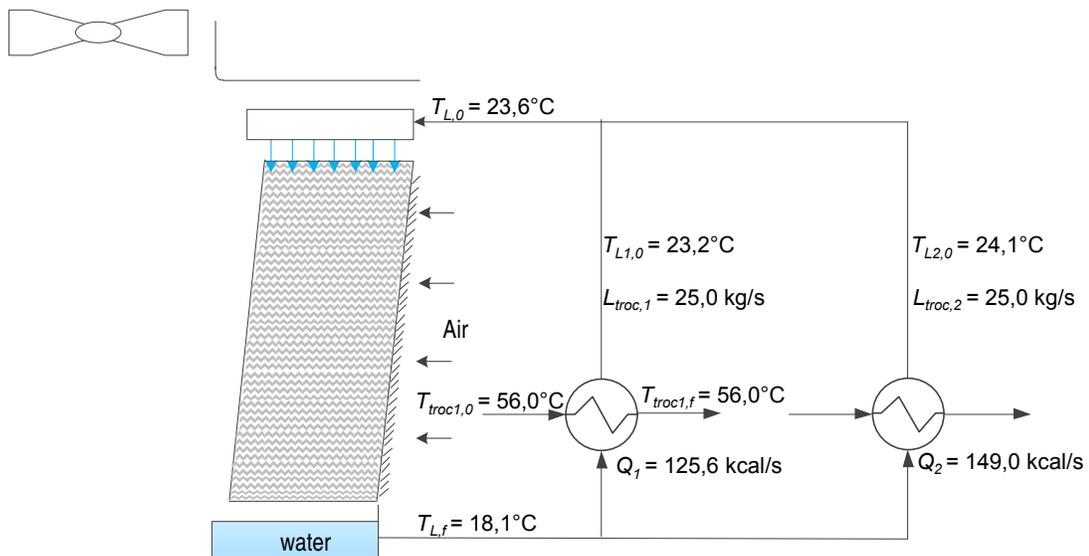


Figura 2.19 – Resultados para o caso sem divisão na água de torre, ar a  $T_{\text{bu}} = 14,3^{\circ}\text{C}$  e  $T_{\text{troc},1} = 56,0^{\circ}\text{C}$ .

Após a otimização, a temperatura da água de resfriamento para o trocador 1 diminuiu para  $17,4^{\circ}\text{C}$  e a vazão aumentou para  $35,9 \text{ kg/s}$ , de acordo com a Figura 2.20. Assim a carga térmica deste trocador aumentou de  $125,6 \text{ kcal/s}$  para  $130,8 \text{ kcal/s}$ . Nos casos simulados em que a carga térmica do trocador 1 era consideravelmente menor em relação a carga térmica do trocador 2, observava-se sempre uma redução da vazão de água para o trocador 1 ao se fazer a otimização. No entanto neste caso ocorreu o contrário. Nota-se que a temperatura de retorno da água para a torre aumentou em  $0,2^{\circ}\text{C}$ , e nos casos simulados em que a carga térmica do trocador 1 é muito menor em relação a carga térmica do trocador 2, esta diferença foi tão pequena que não foi possível de ser observada na primeira casa decimal da temperatura de retorno da água.

Neste caso, a otimização apresentou uma redução na perda de produtos voláteis igual a  $112,3 \text{ t/mês}$ , caso o fluido tenha uma entalpia de vaporização igual a  $120 \text{ kcal/kg}$ , e uma redução igual a  $168,5 \text{ t/mês}$  para o case de a entalpia de vaporização do fluido ser igual a  $80 \text{ kcal/kg}$ .

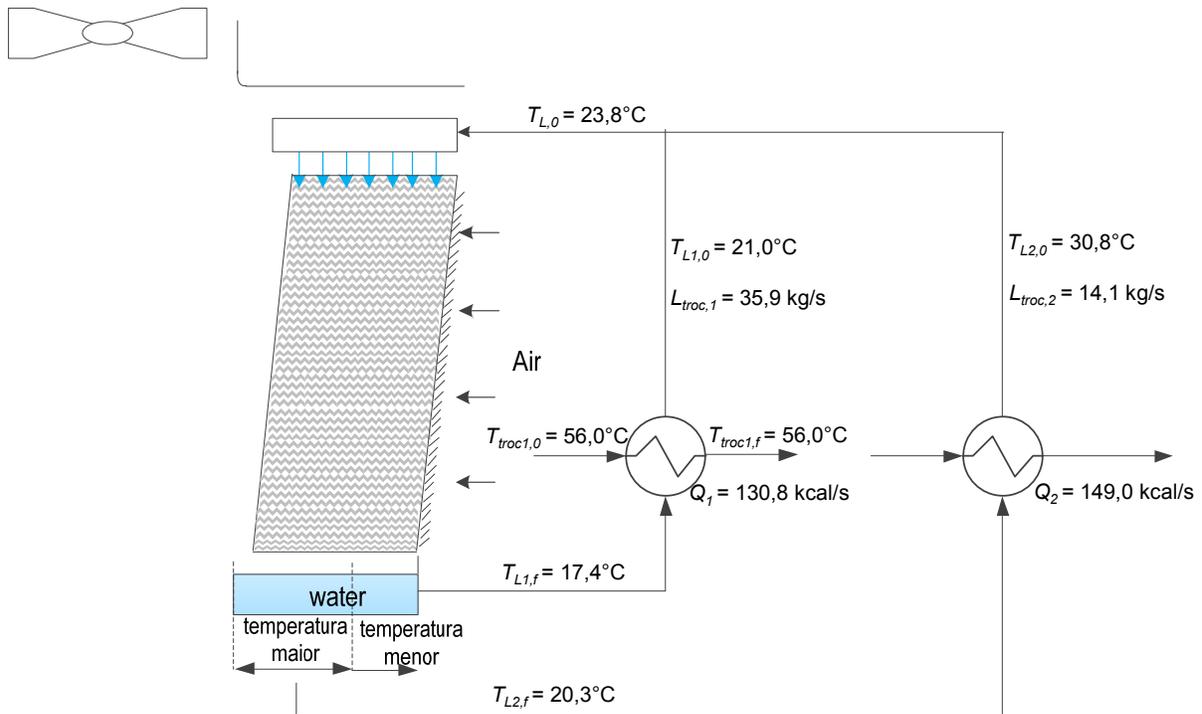


Figura 2.20 – Resultados para o caso com divisão na água de torre, ar a  $T_{bu} = 14,3^{\circ}\text{C}$  e  $T_{troc,1} = 56,0^{\circ}\text{C}$ .

Para o caso em que o fluido de processo tem uma maior temperatura de ebulição, igual a  $115^{\circ}\text{C}$ , devido a maior diferença entre as temperaturas da água e do fluido de processo, a carga térmica do trocador 1 é pouco mais de duas vezes maior em relação à carga térmica do trocador 2, conforme Figura 2.21.

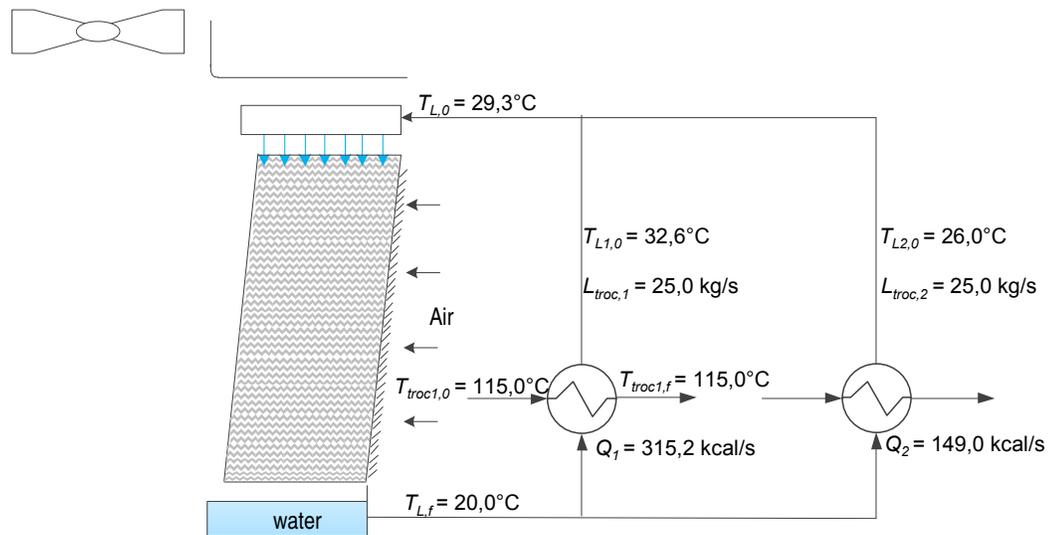


Figura 2.21 – Resultados para o caso sem divisão na água de torre, ar a  $T_{bu} = 14,3^{\circ}\text{C}$  e  $T_{troc,1} = 115,0^{\circ}\text{C}$ .

Os resultados após a otimização, resultam em uma temperatura da água retornando para a torre  $0,3^{\circ}\text{C}$  maior e a carga térmica do trocador 1 aumentou de  $315,2 \text{ kcal/s}$  para  $326,3 \text{ kcal/s}$ , conforme apresentado na Figura 2.22. Entretanto, neste caso o ganho em redução da perda de produto na forma de vapor foi maior, igual a  $359,6 \text{ t/mês}$  para o caso em que a entalpia de vaporização do fluido volátil é igual a  $80 \text{ kcal/kg}$ , e igual a  $239,8 \text{ t/mês}$  para uma entalpia de vaporização do fluido de processo igual a  $120 \text{ kcal/kg}$ . Muito maior em relação ao caso do fluido de processo de baixo ponto de ebulição e ao contrário dos casos simulados anteriormente, em que a carga térmica do trocador 1 era muito menor em relação à carga térmica do trocador 2.

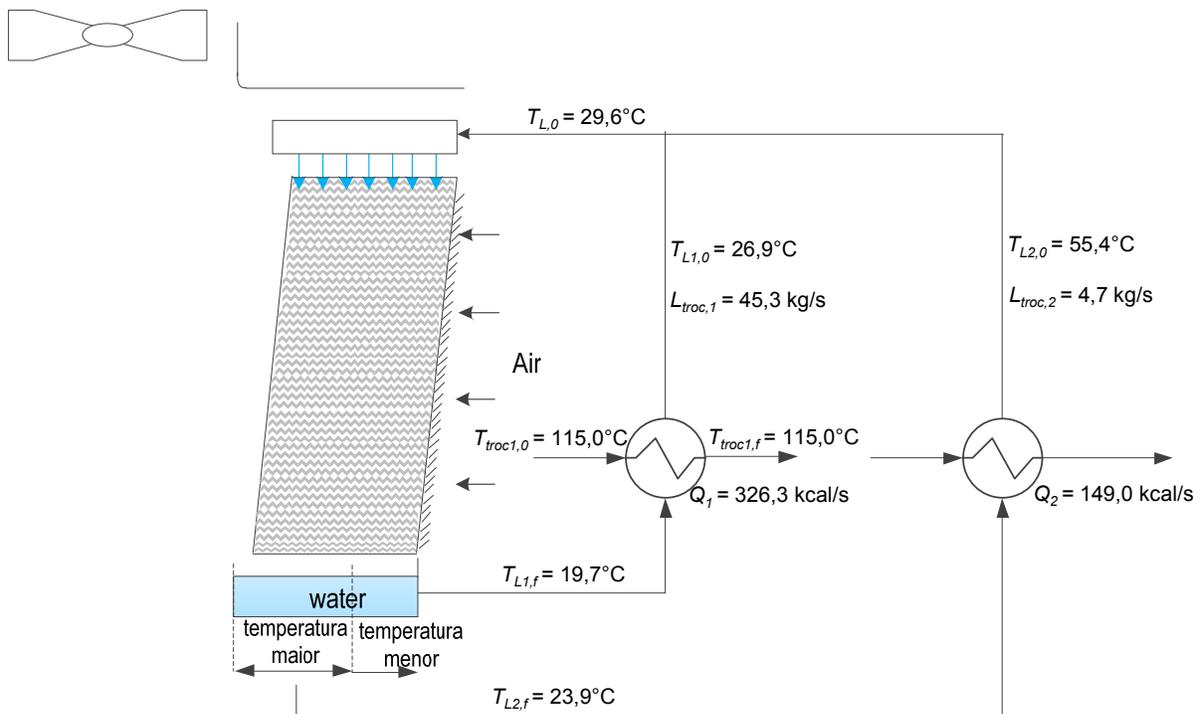


Figura 2.22 – Resultados para o caso com divisão na água de torre, ar a  $T_{bu} = 14,3^{\circ}\text{C}$  e  $T_{troc,1} = 115,0^{\circ}\text{C}$ .

### 2.4.3 Resumo dos resultados

Segue na Tabela 2.1 um resumo dos resultados apresentados em relação a redução de perda de voláteis na torre.

Tabela 2.1 – Resumo resultados maximização carga térmica dividindo água de torre em duas correntes.

$T_{bu} = 14,3^{\circ}\text{C}$ $Q_1 \ll Q_2$	$Q_1$ (kcal/s) (antes otimização)	$Q_1$ (kcal/s) (após otimização)	% Aumento carga térmica
$T_{\text{troc}1,0} = 56^{\circ}\text{C}$	37,6	39,2	4,3%
$T_{\text{troc}1,0} = 115^{\circ}\text{C}$	96,0	96,7	0,7%
$T_{bu} = 23,9^{\circ}\text{C}$ $Q_1 \ll Q_2$	$Q_1$ (kcal/s) (antes otimização)	$Q_1$ (kcal/s) (após otimização)	% Aumento carga térmica
$T_{\text{troc}1,0} = 56^{\circ}\text{C}$	30,0	31,1	3,7%
$T_{bu} = 14,3^{\circ}\text{C}$ $Q_1 \approx Q_2$	$Q_1$ (kcal/s) (antes otimização)	$Q_1$ (kcal/s) (após otimização)	% Aumento carga térmica
$T_{\text{troc}1,0} = 56^{\circ}\text{C}$	125,6	130,8	4,1%
$T_{\text{troc}1,0} = 115^{\circ}\text{C}$	315,2	326,3	3,5%

## 2.5. Conclusões

O modelo proposto apresenta uma otimização para definir o melhor ponto de divisão da água na saída do recheio de torres cruzadas, permitindo reduzir a perda de produtos de baixa temperatura de ebulição que são condensados em trocadores de calor que utilizam água de torre de resfriamento como utilidade. Isto pode ser aplicado durante um projeto de sistema de resfriamento de torres de escoamento cruzado, ou após um aumento de produção de uma fábrica atendida por torres de resfriamento deste tipo, em que alguns trocadores passaram a ficar subdimensionados.

Esta oportunidade é viabilizada devido ao resfriamento desigual da água que ocorre neste tipo de torre de resfriamento, que confere um gradiente de temperatura para a água na saída do recheio da torre. Esta divisão permite obter duas correntes de água, uma de menor temperatura e outra de maior temperatura.

O estudo simplificou o processo que utiliza água de torre dividindo-o em dois: uma parte que condensa fluidos de maior temperatura de ebulição e não é prejudicada ao receber água a uma temperatura maior, e outra que recebe condensa fluidos de menor temperatura de ebulição e seria beneficiada ao receber água a uma menor temperatura. Representou-se cada uma destas partes do processo por um trocador de calor.

Nota-se que quanto maior a carga térmica do processo atendido pela torre de resfriamento, maior o ganho em maximizar esta carga térmica. Mesmo para fluidos com temperatura de ebulição e entalpia de vaporização mais altos, por exemplo 115°C, a redução da perda de produto na forma de vapor para a atmosfera quando utiliza uma água mais fria como utilidade é expressiva.

Tendo em vista a maximização da carga térmica de parte do processo obtida com a divisão da água de torre em duas correntes, com baixo investimento exigido pela divisão da bacia coletora da água de torre e instalação de uma nova bomba, é possível obter água de resfriamento a uma temperatura menor e minimizar expressivamente a perda de produtos para a atmosfera.

### **3. OTIMIZAÇÃO DO CONSUMO DE ENERGIA EM TORRES DE RESFRIAMENTO CONTRACORRENTE**

#### **3.1. Introdução**

As torres de resfriamento são amplamente utilizadas para fornecerem água de resfriamento para processos industriais ou qualquer outro processo que demande esta utilidade. A água entra em contato com o ar no recheio da torre e então é resfriada e enviada para o processo. O processo utiliza água de resfriamento para condensar ou resfriar correntes e retorna água mais quente para a torre. O processo geralmente é composto por trocadores de calor em que passam fluidos que precisam ser resfriados ou condensados, reatores em que ocorrem reações exotérmicas e precisam ser resfriados para que a temperatura de reação seja mantida em um determinado valor, entre outras aplicações em que se utiliza água de torre.

O sistema de água de resfriamento pode ser composto por uma única célula ou unidade de torre ou por várias torres conectadas em paralelo. Na Figura 3.1 tem-se duas torres interligadas em paralelo, e enviam água de resfriamento para o processo que é representado por um trocador de calor. Pode haver uma ou mais bombas dependendo da complexidade do sistema de água de resfriamento, responsáveis pelo envio de água da torre para o processo, e pelo retorno da água do processo para a torre. A água que absorve a carga térmica rejeitada pelo processo, retorna para a torre a uma temperatura maior.

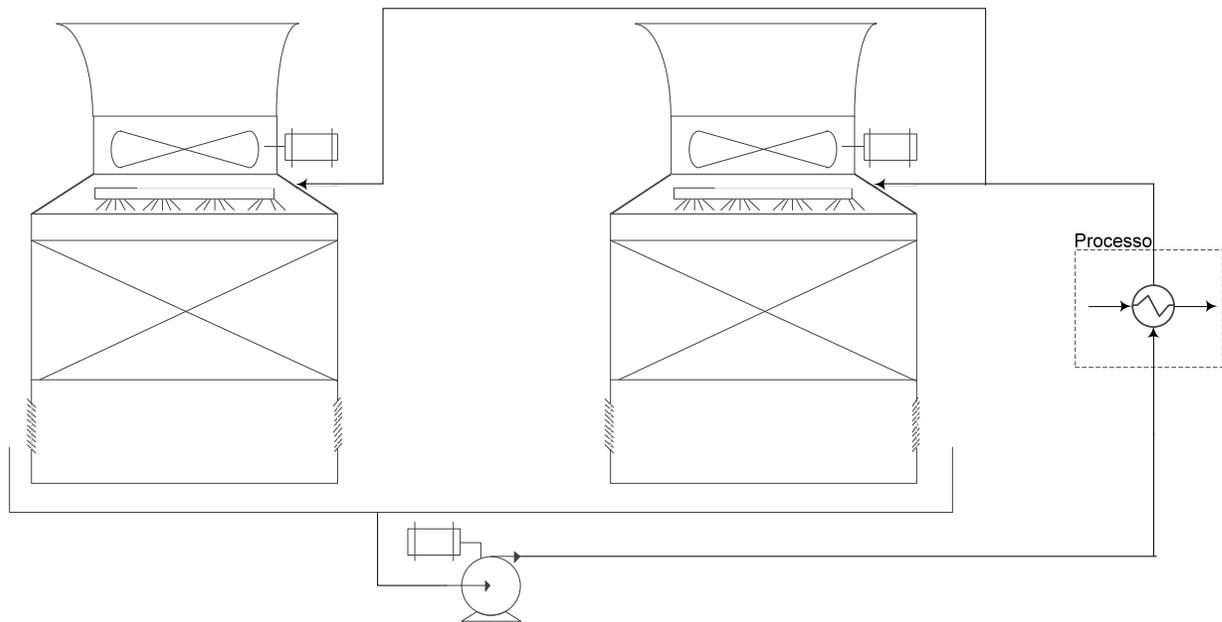


Figura 3.1 – Torre de resfriamento composta por duas células em paralelo conectadas com o processo.

Existem estudos relacionados à torres de resfriamento com enfoque em variação de velocidade do ventilador da torre, minimizando o consumo de energia e mantendo a restrição de temperatura de saída da água da torre. Nesta linha, pode-se citar o trabalho de Malcolm et al. (2009), que faz uma análise entre custo de instalação de torres e custo de operação expresso como consumo de energia nos ventiladores. Malcolm et al. (2009) compara o consumo de energia em torres de resfriamento que possuem ventiladores com opção de operação em duas rotações, 50 e 67% da rotação máxima, e ventiladores que operam somente a 100% da capacidade. Os ventiladores que permitem operar a rotações menores que a rotação nominal possuem um maior potencial de redução do consumo de energia. Neste trabalho, compara-se o potencial de redução de consumo de energia para torres de diferentes capacidades e para locais com diferentes condições climáticas.

O estudo de Castro et al. (2000) analisa a minimização dos custos de operação em um sistema de água de resfriamento composto por uma célula ou unidade de torre. Neste trabalho o processo é representado por três trocadores de calor e analisa-se a relação

entre a temperatura de saída da água e o custo de operação da torre de resfriamento, que por sua vez é função das vazões de ar e de água. O consumo de energia no ventilador foi considerado como sendo uma função linear da vazão de ar.

Dyer e O'Mary (2014) apresentam um modelo para determinar condições ótimas de operação e o potencial de redução de consumo de energia em torres de resfriamento para o caso de ventiladores que podem operar em duas condições de rotação em ventiladores que possuem inversores de frequência. Segundo este trabalho, a minimização do consumo de energia pode resultar em tempo de retorno de investimento ou "payback" menor que dois anos por meio da instalação de inversores de frequência em ventiladores, permitindo-os operarem em qualquer condição de velocidade, ao invés de operarem somente em duas rotações. Este estudo leva em conta uma única unidade de torre operando.

Al-Bassam e Alasseri (2013) comparam os resultados de redução de consumo de energia em ventiladores de torres com inversor de frequência e ventiladores com a opção de operar a 50 e 100% da rotação máxima. De acordo com os autores, ventiladores com inversores de frequência são mais efetivos na redução de consumo de energia quando comparados a ventiladores com possibilidade de operarem também a 50% da capacidade, além de garantirem uma performance mais uniforme do sistema de resfriamento.

Maxwell (2005) lista alguns fatores que podem causar estimativas de economia de energia incorretas ou superestimadas para inversores de frequência instalados em ventiladores e bombas, um deles é desconsiderar a alteração da eficiência da máquina quando se trabalha em uma rotação diferente da nominal.

Ponce-Ortega et al. (2009) estudou o sistema composto por uma torre de resfriamento contracorrente, uma rede de trocadores de calor e bombas que fazem a distribuição de água e fez um modelo que define a melhor configuração dos trocadores de calor de forma a minimizar: consumo de água, custos de operação e investimentos de instalação. A minimização feita neste trabalho é do tipo "mista inteira não linear" (MINLP). A configuração dos trocadores de calor compreende as possíveis combinações: em série, em paralelo e em série-paralelo. Os custos de operação

envolvem consumo de energia e de água de “*make-up*”. Os investimentos iniciais envolvem compra de equipamentos e instalação. Neste trabalho levou-se em conta os cálculos de perda de carga e os coeficientes de troca térmica para os trocadores de calor, as perdas de carga nas tubulações foram desprezadas. Nos estudos de caso, cita-se que a energia consumida no ventilador é significativamente maior que a energia consumida pela bomba, entretanto o que nota-se na prática é exatamente o contrário.

Já o trabalho de Kim e Smith (2003) explora as possibilidades mais eficientes de utilização de torres de resfriamento de forma a aumentar sua capacidade sem a necessidade de se instalar uma torre nova, mas apenas reutilizando água que sai de um trocador e alternando a disposição dos trocadores de forma a encontrar a melhor configuração. Neste trabalho leva-se em conta a perda de carga das tubulações mas não estuda-se o potencial de redução de consumo de energia nos ventiladores.

Crozier (1980) analisa o impacto do aumento da temperatura de saída da água da torre de resfriamento na área de troca térmica necessária do trocador de calor que a utiliza como utilidade. Apesar da redução dos custos de investimento com a instalação de uma torre de resfriamento com maior temperatura de “*approach*” (diferença entre a temperatura da água na saída da torre e a temperatura de bulbo úmido), analisa-se o impacto do aumento da área de troca do trocador utilizado no processo. Desta forma, determina-se um ponto ótimo entre o tamanho do trocador de calor e as dimensões da torre em função da temperatura de “*approach*” que minimiza o investimento. Este estudo pode ser aplicado em projetos de sistemas de resfriamento.

Durand et. al (2012) também estudou a minimização dos custos de instalação encontrando um ponto ótimo entre temperatura de saída da água da torre e área de troca térmica do trocador de calor do processo.

Embora a maioria dos trabalhos publicados a respeito da operação e do projeto de sistemas de torres de resfriamento está relacionada a consumo de energia, geralmente nos estudos contempla-se somente uma interação parcial entre as variáveis: consumo de energia da bomba e do ventilador, restrições do processo para água de resfriamento (carga térmica rejeitada e temperatura da água de resfriamento) e desempenho da torre.

No decorrer do dia e da noite, assim como durante as estações do ano, ocorrem alterações na temperatura e umidade do ar frequentemente. Além disso, as fábricas também tem suas marchas reduzidas, equipamentos retirados do circuito, equipamentos adicionados ou casos em que uma das fábricas atendidas por um conjunto de torres passa por um período de parada. As torres de resfriamento geralmente são projetadas para as condições que demandam um melhor desempenho da torre: maior umidade do ar e condição de maior rejeição de carga térmica pelo processo. O sistema de água de resfriamento tem que garantir que nestas condições as necessidades do processo por retirada de calor sejam satisfeitas.

Frente a estas alterações, o desempenho da torre varia de forma que algumas vezes envia água a uma temperatura menor do que a exigida pelo processo. Estas variações provocam também oscilações das variáveis de processos relacionadas de alguma forma com a água de torre.

Portanto, neste trabalho desenvolveu-se um modelo para minimizar o consumo de energia em um sistema de várias unidades de torres de resfriamento contracorrente operando em paralelo. Este modelo considera o impacto das vazões de ar e de água no cálculo das perdas de carga destes dois fluidos na torre e nas tubulações de circulação de água, e encontra as condições de operação que minimizam o consumo de energia no sistema mantendo as restrições de demanda térmica do processo.

### **3.2. Modelagem de Torres de Resfriamento contracorrente**

A modelagem de torres de resfriamento do tipo contracorrente pode ser representada por vários métodos, com diferentes níveis de rigor no equacionamento do processo de transferência de calor e massa entre a água e o ar e que ocorre no recheio da torre. Dado o objetivo deste trabalho, que é otimizar o consumo de energia em um sistema de água de resfriamento e verificar qual o ganho potencial em redução do consumo de energia obtido nesta alteração, adotou-se o método de Merkel, que tem a vantagem de

ser simples e amplamente utilizado para projeto e análise de uma torre de resfriamento, o que é suficiente para que este estudo atinja seus objetivos.

No método de Merkel, a transferência de calor e massa é baseada na diferença potencial ou “força motriz” entre a entalpia do filme de ar saturado que envolve a gota de água e a entalpia do ar. O método calcula a altura necessária do recheio de uma torre contracorrente para resfriar um fluxo de água,  $L'$ , que está a uma certa temperatura de entrada ( $T_{L,0}$ ), até uma temperatura de saída ( $T_{L,f}$ ) do recheio, conforme a equação (3-1).

$$Z = \frac{L' C_{p,L}}{k_g} \int_{T_{L,f}}^{T_{L,0}} \frac{dT_L}{H_{G,sat} - H_{G,op}} \quad (3-1)$$

A representação esquemática de uma torre de resfriamento do tipo contracorrente é dada pela Figura 3.2. O ar é aspirado pelo ventilador da torre e escoar em contracorrente com a água, que desce sobre o recheio da torre após passar pelos “sprays” que distribuem a água de maneira uniforme sobre o recheio.

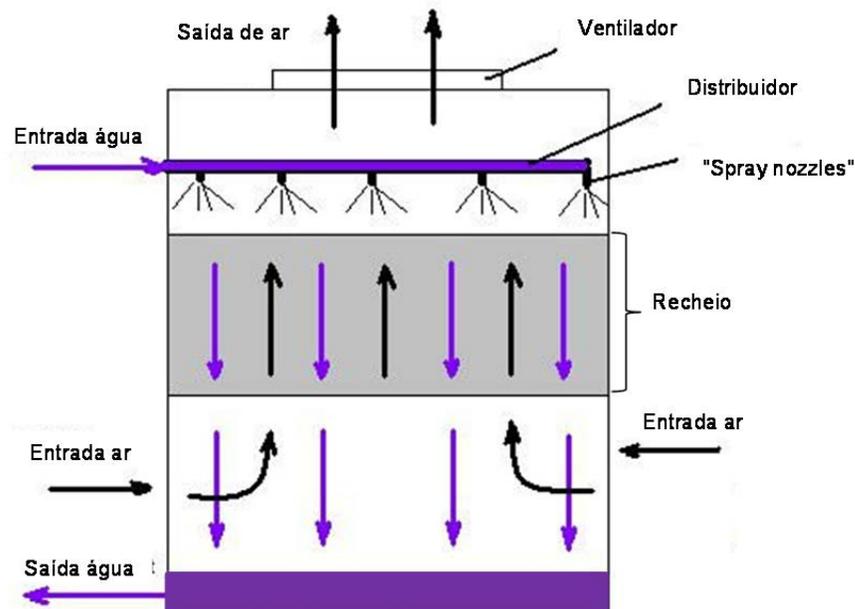


Figura 3.2 – Representação de uma torre de resfriamento contracorrente.

A variável  $H_{G,sat}$  é a entalpia específica de equilíbrio, na temperatura da interface ar-água e é obtida a partir de tabelas de propriedades do ar. A linha de equilíbrio da torre é dada pela curva “AB”, conforme Figura 3.3, que representa a entalpia do ar saturado na interface em função da temperatura da água.

A linha “CD” é a linha de operação da torre e relaciona a entalpia do ar em função da temperatura da água.

Considerando-se a hipótese de que a água não oferece resistência à transferência de calor, devido ao seu coeficiente de película ser muito alto quando comparado ao do ar, a temperatura da interface é aproximadamente igual à temperatura no “bulk” da água ( $T_L$ ).

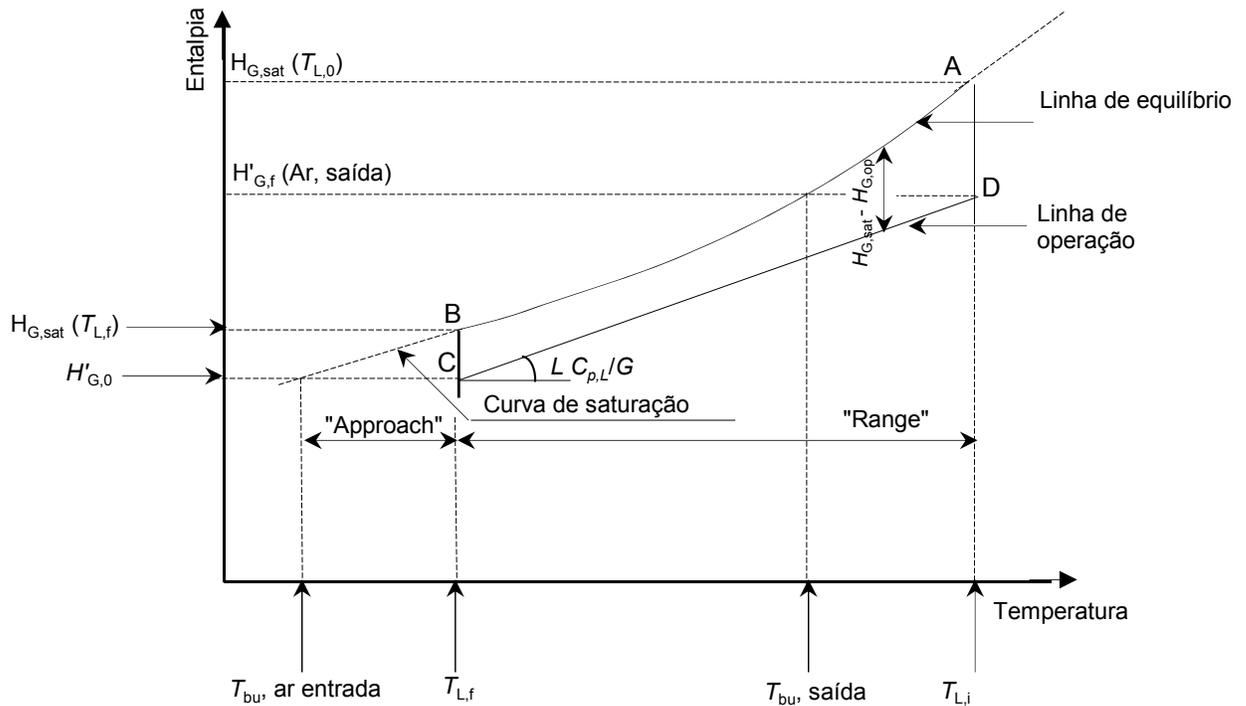


Figura 3.3 – Diagrama de entalpia específica versus temperatura em uma torre de resfriamento contracorrente, de acordo com Perry e Green (1997).

A umidade do ar na entrada da torre pode ser calculada a partir da sua temperatura de bulbo úmido,  $T_{bu}$ , temperatura do ar,  $T_g$ , e da pressão ambiente, conforme equação abaixo apresentada em Kloppers e Kröger (2005). No método de Merkel, a umidade do ar que sai da torre é considerada igual a umidade do ar saturado, sendo assim, calculando a umidade do ar na entrada da torre é possível obter a quantidade de água perdida na forma de evaporação.

$$w = \left( \frac{2501,6 - 2,3263(T_{bu} - T_{ref})}{2501,6 + 1,877(T_g - T_{ref}) - 4,184(T_{bu} - T_{ref})} \right) \left( \frac{0,62509 P_{vap,Tbu}}{P_a - 1,005 P_{vap,Tbu}} \right) - \left( \frac{1,00416(T_g - T_{bu})}{2501,6 + 1,877(T_g - T_{ref}) - 4,184(T_{bu} - T_{ref})} \right) \quad (3-2)$$

Para o cálculo da pressão de vapor ( $P_{vap,Tbu}$ ), utiliza-se a equação de Antoine em que,  $P_{vap,Tbu}$  é calculada em mmHg,  $T_{bu}$  é expresso em °C e as constantes devem ser

substituídas pelos seguintes valores:  $A_i = 18,3036$ ,  $B_i = 3816,44$  e  $C_i = -46,13$  (Reid et al., 1997), válida para temperaturas da água entre 284 e 441 K.

$$\ln P_{\text{vap},T_{\text{bu}}} = A_i - \frac{B_i}{T_{\text{bu}} + T_{\text{ref}} + C_i} \quad (3-3)$$

A temperatura de bulbo úmido,  $T_{\text{bu}}$ , é calculada de acordo com Zemp et al. (2010):

$$T_{\text{bu}} = T_g - T_{\text{ref}} - ((1 - UR)(4,10793 + 0,52708(T_g - T_{\text{ref}}) + 3,28676 UR - 0,34353(T_g - T_{\text{ref}})UR)) \quad (3-4)$$

A densidade do ar úmido, conforme ASHRAE (2009), é dada pela equação (3-5).

$$\rho_{\text{ar},\text{úmido}} = \frac{M_{\text{ar}}(P_a - p_v)}{\frac{RT}{1+w}} \quad (3-5)$$

### 3.2.1 Vazão mínima de ar ( $G_{\text{min}}$ )

No momento em que se varia a rotação do ventilador da torre de resfriamento, é preciso garantir que a vazão de ar não seja menor que a vazão mínima de ar necessária para viabilizar o cálculo da altura do recheio da torre pelo método de Merkel. Neste capítulo apresenta-se como determinar a vazão mínima de ar em uma torre a partir das curvas de equilíbrio e de operação. A curva de equilíbrio é obtida a partir de um ajuste das propriedades ar-água para um polinômio do segundo grau. O objetivo é obter uma referência para a vazão mínima de ar, evitando que o ventilador opere próximo a condição de rotação mínima.

A linha de equilíbrio da torre é dada pela entalpia específica de equilíbrio entre o ar e a água,  $H_{G,\text{sat}}$ , em função da temperatura da interface da água, conforme a curva “AB” da Figura 3.3 apresentada anteriormente. A partir da hipótese de que a água não oferece resistência à transferência de calor, pois tem um coeficiente de película muito alto comparado ao do ar, assume-se que a temperatura da interface é aproximadamente igual à temperatura da água ( $T_L$ ).

A entalpia específica de equilíbrio ar-água é obtida a partir de tabelas de propriedades do ar. Assim, a curva de equilíbrio é ajustada através de um polinômio do segundo grau e para uma faixa de temperatura.

Para uma pressão ambiente constante e levando em conta os ranges de temperatura característicos de torres de resfriamento, a entalpia específica de equilíbrio entre a água e o ar é ajustada por um polinômio de segundo grau, conforme descrito pela equação (3-6).

$$H_{G,\text{sat}} = a_e T_L^2 + b_e T_L + c_e \quad (3-6)$$

Utilizando dados de entalpia de saturação do ar conforme ASHRAE (2009), para temperatura entre 29 e 45°C e ajustando para um polinômio do segundo grau, conforme apresentado na Figura 3.4, tem-se os seguintes coeficientes:

$$a_e = 0,1729 \quad (3-7)$$

$$b_e = -5,433 \quad (3-8)$$

$$c_e = 107,14 \quad (3-9)$$

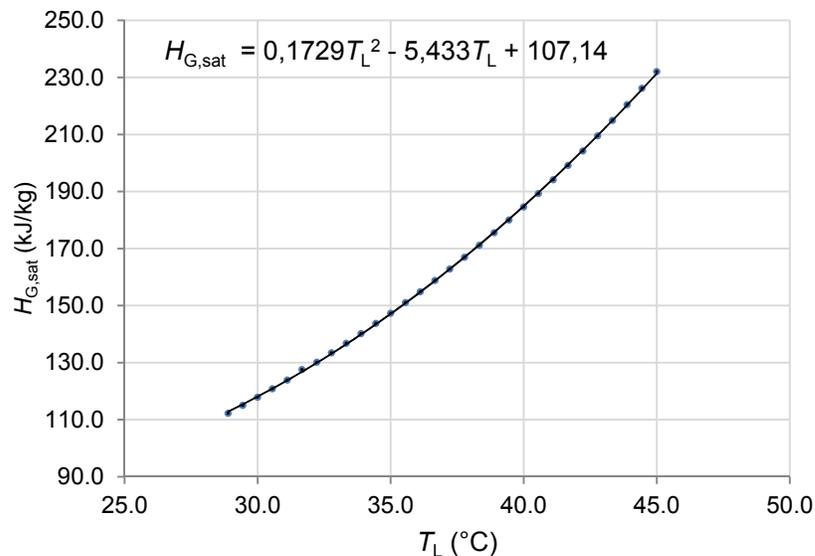


Figura 3.4 – Ajuste da entalpia específica de equilíbrio entre o ar e a água em função da temperatura da água.

Adicionando ao gráfico da Figura 3.4 a curva de operação torre, obtém-se o gráfico da Figura 3.5. Em uma torre de resfriamento contracorrente, quanto maior a relação entre as vazões de água e de ar, “ $L/G$ ”, menor a vazão de ar em relação à vazão de água e maior a inclinação da curva de operação da torre. Como a entalpia específica representa a quantidade de energia por unidade de massa de ar seco, como a vazão de ar é menor, a variação da entalpia específica no decorrer da torre é maior.

Por outro lado, quanto menor a relação “ $L/G$ ”, maior a vazão de ar em relação à vazão de água e menor a inclinação da curva de operação da torre e menor a variação da entalpia específica do ar no decorrer da torre. Assim, como a vazão de ar é alta, a variação de entalpia no decorrer da torre é baixa. Neste caso, maior o resfriamento da água. Pode-se dizer que quanto menor a inclinação da curva de operação da torre, maior a eficiência desta torre, pois maior é o “range” ou diferença entre as temperaturas de entrada e saída da água.

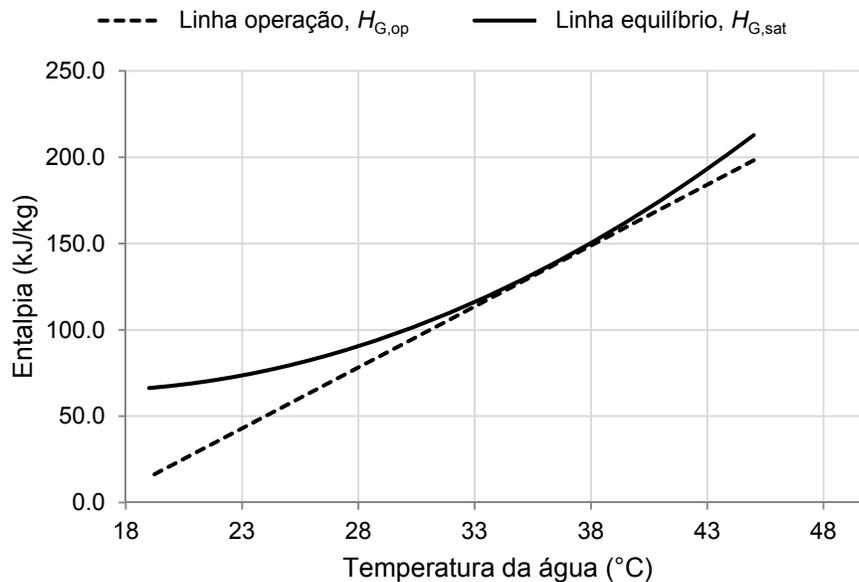


Figura 3.5 – Curvas de equilíbrio e operação em uma torre de resfriamento e a condição para vazão mínima de ar,  $G_{min}$ .

No limite, quando curva de operação da torre tangencia a curva de equilíbrio, ou seja, quando a distância vertical entre estas duas linhas é zero, conforme representado na Figura 3.5, tem-se a situação de vazão mínima de ar em uma torre de resfriamento.

A linha de operação de uma torre de resfriamento, dada pela variação da entalpia do ar em função da temperatura da água, é representada por uma equação de primeiro grau conforme equação (3-10). Nota-se que a inclinação da curva de operação é dada pela relação entre fluxo de líquido e fluxo de ar: “ $L'/G'$ ”.

$$H_{G,op}(T_L) = H_{G,0} + \frac{L'c_{p,L}}{G'}(T_L - T_{L,f}) \quad (3-10)$$

ou,

$$H_{G,op}(T_L) = b_0 T_L + c_0 \quad (3-11)$$

em que os coeficientes são:

$$b_0 = \frac{L'c_{p,L}}{G'} \quad (3-12)$$

$$c_0 = H_{G,0} - \frac{L'c_{p,L}}{G'} T_{L,f} \quad (3-13)$$

Logo, o termo “ $H_{G,sat} - H_{G,op}$ ” da equação (3-1) é dado por:

$$H_{G,sat} - H_{G,op} = a_e T_L^2 + (b_e - b_0) T_L + (c_e - c_0) \quad (3-14)$$

Os coeficientes da equação (3-14) são os seguintes:

$$a = a_e = 0,1729 \quad (3-15)$$

$$b = b_e - b_0 = -5,433 - \frac{L'c_{p,L}}{G'} \quad (3-16)$$

$$c = c_e - c_0 = 107,14 - \left( H_{G,0} - \frac{L'c_{p,L}}{G'} T_{L,f} \right) \quad (3-17)$$

Portanto a vazão mínima de ar é obtida igualando a equação (3-14) à zero:

$$a T_L^2 + b T_L + c = 0 \quad (3-18)$$

Apesar da vazão de ar ser a raiz de uma equação de 2º grau, existe somente um valor para a vazão mínima de ar necessária para atender as condições de operação de uma

torre. Sendo assim, para encontrar uma única raiz na equação (3-18), deve-se considerar que  $G'_{min}$  corresponde a menor raiz da equação abaixo:

$$b^2 - 4 a c = 0 \quad (3-19)$$

### 3.2.2 Altura mínima de uma torre de resfriamento ( $z_{min}$ )

Analogamente à existência de um valor para a vazão mínima de ar que satisfaça as condições de operação de uma torre de resfriamento, existe também um valor mínimo para a altura do recheio da torre de resfriamento que satisfaça os balanços de massa e energia e viabilize a modelagem.

Enquanto a vazão mínima de ar é caracterizada pelas condições em que a distância entre a curva de equilíbrio e a curva de operação da torre é zero, a altura mínima do recheio da torre corresponde a situação em que a linha de operação tende a ser horizontal, ou seja, a linha de operação tenha uma inclinação mínima. Para uma inclinação mínima da curva de operação da torre, o termo “ $L/G$ ” é igual a zero e logo, a vazão de ar é infinita. Se a vazão de ar é infinita, não ocorre variação da entalpia específica do ar no decorrer do recheio da torre.

A equação que representa esta situação de entalpia do ar constante no decorrer do recheio da torre é dada pela equação (3-11), sem o termo que representa a variação com a temperatura: “ $b_0 T_L$ ”. Então, a equação (3-11) é simplificada para a equação (3-20):

$$H_{G,op}(T_L) = c_0 = H_{G,0} \quad (3-20)$$

O termo “ $H_{G,sat} - H_{G,op}$ ” da equação (3-1) é dado por:

$$H_{G,sat} - H_{G,op} = c_e - c_0 = c_e - H_{G,0} \quad (3-21)$$

Substituindo o termo “ $H_{G,sat} - H_{G,op}$ ” na equação (3-1), obtém-se a equação (3-22) que calcula a altura mínima do recheio da torre.

$$z_{\min} = \frac{L' C_{p,L}}{k_g} \int_{T_{L,f}}^{T_{L,0}} \frac{dT_L}{c_e - H_{G,0}} \quad (3-22)$$

### 3.2.3 Cálculo do consumo de energia no ventilador de uma torre de resfriamento contracorrente

O consumo de energia no ventilador de uma torre de resfriamento é calculado a partir da carga que ele tem que vencer ao fazer o ar passar pela entrada, recheio e difusor da torre. O ventilador é uma turbo máquina análoga a uma bomba e por isso o consumo de energia está diretamente associado a eficiência, vazão e a diferença de carga a ser vencida (carga após do ventilador menos carga antes do ventilador).

Para calcular a carga a ser vencida pelo ventilador da torre, parte-se da equação de Bernoulli, conforme equação (3-23), que relaciona as variações de pressão com as variações de velocidade e elevação ao longo de uma linha de corrente.

$$\frac{P}{\rho_{ar} g} + \frac{V^2}{2g} + z = H_{\text{total}} \quad (3-23)$$

A equação de Bernoulli é aplicada dividindo-se a torre de resfriamento em três partes conforme representado na Figura 3.6 e aplicando a lei da conservação da energia nos pontos entre a entrada da torre e o ponto logo abaixo do ventilador, e nos pontos entre a saída do ventilador e o final do difusor da torre.

Segundo Fox (1985), para que a equação de Bernoulli seja aplicada, as seguintes restrições para o escoamento são adotadas:

- (1) Escoamento permanente
- (2) Escoamento incompressível
- (3) Escoamento sem atrito
- (4) Escoamento ao longo de uma linha de corrente

A pressão “ $P$ ” que aparece na equação de Bernoulli é a pressão termodinâmica, geralmente chamada de pressão estática. É a pressão que seria medida por um instrumento caso estivesse se movendo na mesma velocidade e direção que um fluido em escoamento.

Para o caso de uma torre de resfriamento, as variações de pressão e temperaturas são pequenas o suficiente para que o ar seja considerado como um fluido incompressível, ou seja, para que as variações de densidade no decorrer do escoamento sejam desprezíveis. Desta forma, temos as seguintes premissas para cálculos de pressão estática e energia cinética em cada parte de uma torre de resfriamento:

(1) As variações de densidade são desprezíveis a ponto de se considerar que o ar é um fluido incompressível.

(2) As diferenças de elevação são desprezíveis devido a baixa densidade que é uma característica inerente aos gases.

Então o termo referente a diferença de elevação na torre é suprimido e a equação de Bernoulli é dada por:

$$\frac{P}{\rho_{ar}g} + \frac{V^2}{2g} = H_{total} \quad (3-24)$$

No escoamento incompressível, a equação de Bernoulli pode ser usada para relacionar variações na velocidade e na pressão ao longo da torre de resfriamento.

O cálculo da carga do ventilador é feito aplicando-se Bernoulli em dois pontos da torre, conforme indicado na Figura 3.6:

- entre a entrada da torre o ponto logo abaixo do ventilador que tem pressão igual a  $P_1$ ;
- entre o ponto logo acima do ventilador que tem pressão igual a  $P_2$  e a saída do difusor.

A carga a ser vencida pelo ventilador ou a carga do sistema,  $H_{sist}$ , é dada pela diferença entre a pressão estática entre os pontos antes e depois do ventilador. Como o diâmetro do escoamento mantém-se constante neste trecho, não há variação na energia cinética do ar e a carga do sistema é então dada por:

$$H_{\text{sist}} = \frac{P_2}{\rho_{\text{ar}}g} - \frac{P_1}{\rho_{\text{ar}}g} \quad (3-25)$$

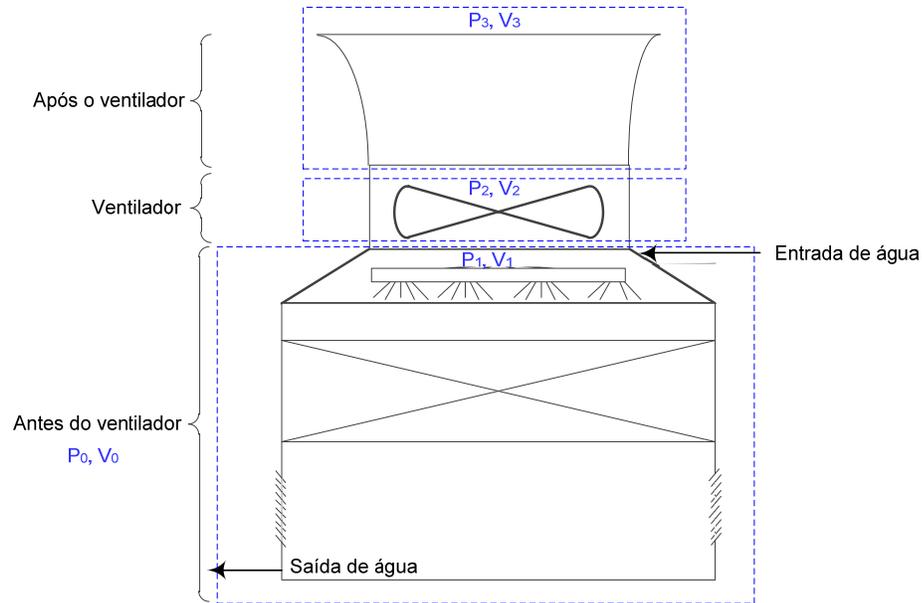


Figura 3.6 – Balanço de cargas em uma torre de resfriamento.

A seguir apresenta-se o cálculo da pressão no ponto logo abaixo do ventilador,  $P_1$ :

Aplicando-se a equação de Bernoulli “modificado” antes do ventilador obtém-se a equação (3-26).

$$\left( \frac{P_0}{\rho_{\text{ar}}g} - H_{\text{total}} + \frac{V_0^2}{2g} \right) = \left( \frac{P_1}{\rho_{\text{ar}}g} + \frac{V_1^2}{2g} \right) \quad (3-26)$$

Na entrada da torre, a pressão  $P_0$  é igual a pressão atmosférica, ou seja, é igual a 0 kgf/cm<sup>2</sup>g ou pressão relativa. A velocidade do ar,  $V_0$ , também é nula no ponto exatamente antes da entrada da torre.

Então a equação (3-26) pode ser simplificada para:

$$\frac{P_1}{\rho_{\text{ar}}g} = -H_{\text{total}} - \frac{V_1^2}{2g} \quad (3-27)$$

A variável  $H_{total}$  é a soma das cargas localizadas entre a entrada da torre e o ponto logo abaixo do ventilador. São elas:

- Entrada do ar na torre, seja esta entra com e sem venezianas ( $H_{ent,torre}$ );
- Recheio da torre ( $H_{rec}$ );
- Eliminadores de gotas ( $H_{eg}$ );
- Entrada do ventilador ( $H_{ent,vent}$ ).

Logo,  $H_{total}$  é dado pela seguinte equação:

$$H_{total} = H_{ent,torre} + H_{rec} + H_{eg} + H_{ent,vent} \quad (3-28)$$

O cálculo das perdas de carga localizadas, conforme Axial Flow Fan Engineering Manual (2014) segue abaixo.

#### *Cálculo da carga na entrada da torre:*

O cálculo da carga referente a entrada de ar na torre é apresentado para os casos em que a torre possui venezianas e em que não possui venezianas.

A velocidade do ar na entrada da torre é calculada dividindo-se a vazão de ar total pela área total de entrada de ar. Para o caso sem venezianas, a velocidade é dada por:

$$V_{ent,torre} = \frac{G}{A_{ent,torre} \rho_{ar}} \quad (3-29)$$

Para o caso com venezianas, a velocidade na entrada da torre é dada por:

$$V_{ent,torre} = \frac{G}{n_{venez} A_{venez} \rho_{ar}} \quad (3-30)$$

A partir da velocidade do ar, calcula-se a carga referente a entrada de ar pela equação:

$$H_{ent,torre} = \frac{K_{ent,torre} V_{ent,torre}^2}{2g} \quad (3-31)$$

#### *Cálculo da carga do recheio da torre:*

A velocidade do ar no recheio de uma torre é dada por:

$$V_{\text{rec}} = \frac{G}{A_{\text{rec}}} \quad (3-32)$$

A carga do recheio da torre é dada pela seguinte equação:

$$H_{\text{rec}} = K_{\text{rec}} \frac{V_{\text{rec}}^2}{2g} \quad (3-33)$$

*Cálculo da perda de carga nos eliminadores de gotas da torre:*

A velocidade do ar nos eliminadores de gotas é dada pela divisão da vazão de ar pela área da seção transversal do recheio, conforme equação (3-34).

$$V_{\text{eg}} = \frac{G}{A_{\text{rec}}} \quad (3-34)$$

A carga dos eliminadores de gotas é calculada pela equação abaixo.

$$H_{\text{eg}} = K_{\text{eg}} \frac{V_{\text{rec}}^2}{2g} \quad (3-35)$$

*Cálculo da carga na entrada do ventilador:*

A área de escoamento do ar no ventilador é dada pela área circular ocupada pelas pás menos a área circular do disco ou centro do ventilador, conforme equação (3-36).

$$A_2 = \frac{\pi}{4} (D_{\text{vent}}^2 - D_{\text{disco}}^2) \quad (3-36)$$

A velocidade do ar ao passar pelo ventilador é obtida dividindo a vazão de ar pela área de escoamento:

$$V_2 = \frac{G}{A_2} \quad (3-37)$$

A perda de carga estática no ventilador é dada por:

$$H_{\text{ent,vent}} = K_{\text{ent,vent}} \frac{V_2^2}{2g} \quad (3-38)$$

A seguir apresenta-se o cálculo da pressão no ponto logo acima do ventilador,  $P_2$ :

Na Figura 3.7 segue uma representação do difusor de uma torre de resfriamento. A parte superior do difusor, que fica acima do ventilador é conhecida como “*velocity recovery cone*” ou “*cone de recuperação de velocidade*”.

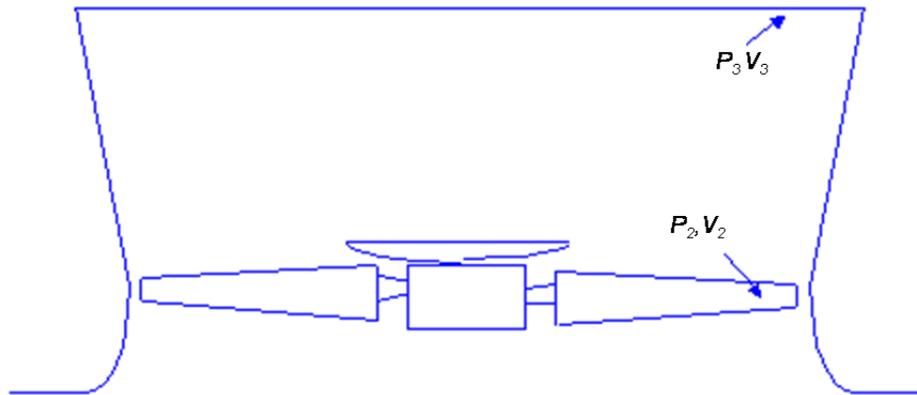


Figura 3.7 – Difusor da torre de resfriamento.

No difusor, região localizada logo acima do ventilador, a energia total de uma corrente de ar passando é uniforme em todos os pontos, exceto para fluidos viscosos e escoamentos turbulentos, que não é o caso do escoamento do ar no difusor de uma torre.

Aplicando-se a equação de Bernoulli entre o ponto logo acima do ventilador e logo após a saída do difusor, tem-se:

$$\frac{P_2}{\rho_{\text{ar}} g} + \frac{V_2^2}{2g} = \frac{P_3}{\rho_{\text{ar}} g} + \frac{V_3^2}{2g} + P_{\text{atr}} \quad (3-39)$$

onde  $P_{\text{atr}}$  é a perda de carga no difusor devido ao atrito.

Rearranjando a equação (3-39), tem-se:

$$\frac{P_3}{\rho_{\text{ar}} g} - \frac{P_2}{\rho_{\text{ar}} g} = \frac{V_2^2}{2g} - \frac{V_3^2}{2g} - P_{\text{atr}} \quad (3-40)$$

O fato de o difusor ter um diâmetro maior na saída em relação ao diâmetro logo acima do ventilador, proporciona um aumento na área de escoamento, que por sua vez provoca uma redução na velocidade do ar na saída do difusor. Sendo assim, a

velocidade do ar na saída do ventilador,  $V_2$ , é maior que a velocidade do ar na saída do difusor,  $V_3$ . Parte desta energia excedente devido a redução de velocidade é transformada em atrito no difusor e parte é convertida em pressão.

Uma estimativa comumente utilizada por fabricantes de torre, conforme Axial Flow Fan Engineering Manual (2014) é de que 30% da energia cinética na saída do ventilador é perdida na forma de atrito.

Então, reescrevendo a equação (3-40), temos:

$$\frac{P_3}{\rho_{\text{ar}} g} - \frac{P_2}{\rho_{\text{ar}} g} = \frac{V_2^2}{2g} - \frac{V_3^2}{2g} - 0,3 \left( \frac{V_2^2}{2g} - \frac{V_3^2}{2g} \right) \quad (3-41)$$

Como  $P_3$  é a pressão atmosférica,  $P_3 = 0 \text{ kgf/cm}^2\text{g}$ . Então, tem-se:

$$\frac{P_2}{\rho_{\text{ar}} g} = -0,7 \left( \frac{V_2^2}{2g} - \frac{V_3^2}{2g} \right) \quad (3-42)$$

Na equação (3-42),  $V_3$  é menor que  $V_2$ , então  $P_2$  é menor que zero expressando a pressão em pressão relativa (em relação à pressão atmosférica). Isso porque o difusor faz com que a pressão estática no ponto logo acima do ventilador fique mais negativa reduzindo a energia ou carga que o ventilador tem que vencer.

*Cálculo de  $V_3$ :*

A área de escoamento na saída do difusor da torre é calculada a partir da seguinte equação:

$$A_3 = \frac{\pi}{4} (D_{\text{vent}} + 2r)^2 - \frac{\pi}{4} D_{\text{disco}}^2 \quad (3-43)$$

Onde  $r$  é dado por:

$$r = \tan(\alpha)h \quad (3-44)$$

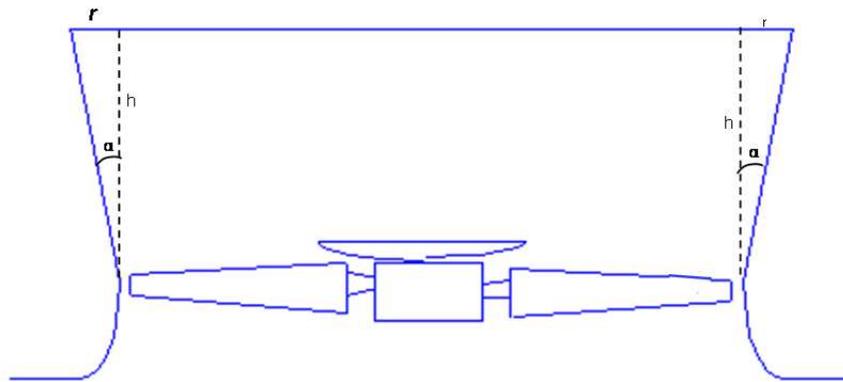


Figura 3.8 – Cálculo do diâmetro da saída do difusor.

A velocidade do ar na saída do ventilador é calculada pela equação abaixo.

$$V_3 = \frac{G}{A_3 \rho_{ar}} \quad (3-45)$$

Conforme Bell et al. (1990), não se leva em conta o balanço de pressão no decorrer do difusor e a conseqüente redução na perda de carga que o ventilador tem que vencer. Apenas considera-se o diâmetro do lado menor do difusor, sem subtrair o diâmetro do disco central do ventilador e calcula-se a perda de carga neste trecho como se fosse um trecho de tubulação reta. Esta perda de carga é então somada à perda de carga que o ventilador tem que vencer.

O cálculo da carga do sistema a ser vencida pelo ventilador é feito substituindo as equações (3-27) e (3-42) na equação (3-25), tem-se que a carga a ser vencida pelo ventilador é dada por:

$$H_{sist} = -0,7 \left( \frac{V_2^2}{2g} - \frac{V_3^2}{2g} \right) + H_{total} + \frac{V_1^2}{2g} \quad (3-46)$$

Conforme Bell et al. (1990), o rendimento do ventilador é considerado como sendo igual a 70% e deve ser confirmado com o fornecedor do ventilador.

Já segundo Axial Flow Fan Engineering Manual (2014), a eficiência de um ventilador projetado com o intuito de minimizar as perdas de energia geralmente é em torno de 75

a 85%. Enquanto que para ventiladores mais comuns, espera-se que esta eficiência seja um valor entre 55 e 75%.

O cálculo da potência do ventilador é dado pela equação (3-47), deve ser dividida por 1000 para que a potência seja calculada em kW.

$$N_{vent} = \frac{g G H_{vent}}{\eta_{vent}} \quad (3-47)$$

A eficiência do ventilador ( $\eta$ ) na rotação nominal ( $n_1$ ) é informada pelo fabricante. Ao alterar a vazão de “ $G_1$ ” para “ $G_2$ ” altera-se também a rotação do ventilador do ventilador, altera-se a rotação e portanto a eficiência também é modificada. Para se determinar a rotação correspondente a nova condição vazão “ $G_2$ ”, é preciso construir a curva universal do ventilador, que é válida para todas as rotações.

Para ilustrar o método utilizado para determinar a eficiência do ventilador em vazões/rotações diferentes da nominal, serão utilizados os dados de um ventilador típico de torre de resfriamento com as seguintes características:

- Vazão de ar: 208,0 m<sup>3</sup>/s
- Carga a ser vencida pelo ventilador: 13,26 mmca
- Densidade do ar: 1,022 kg/m<sup>3</sup>
- Diâmetro do ventilador: 4,5 m
- Rotação: 253,6 rpm
- Número de pás: 8
- Ângulo das pás: 16°
- Eficiência estática: 48,3%
- Potência consumida: 46,2 CV

A curva de carga do ventilador e eficiência versus vazão de ar para este ventilador, fornecida pelo fabricante, segue na Figura 3.9 e é válida somente para uma rotação nominal igual a 253,6 rpm. Ao operar em rotações diferentes de 253,6 rpm, a curva apresentada na Figura 3.9 deixa de ser válida. Por isso, a partir da curva fornecida pelo

fabricante, faz-se a curva universal do ventilador e esta sim, é válida para todas as rotações.

Para construir a curva universal do ventilador, determinam-se os seguintes coeficientes adimensionais:

-  $\varphi$ : adimensional de vazão

-  $\psi$ : adimensional manométrico ou de pressão

Os adimensionais acima são obtidos pelas seguintes equações:

$$\varphi = \frac{G}{n \rho_{ar} D_{vent}^3} \quad (3-48)$$

$$\psi = \frac{g H_{vent}}{n^2 D_{vent}^2} \quad (3-49)$$

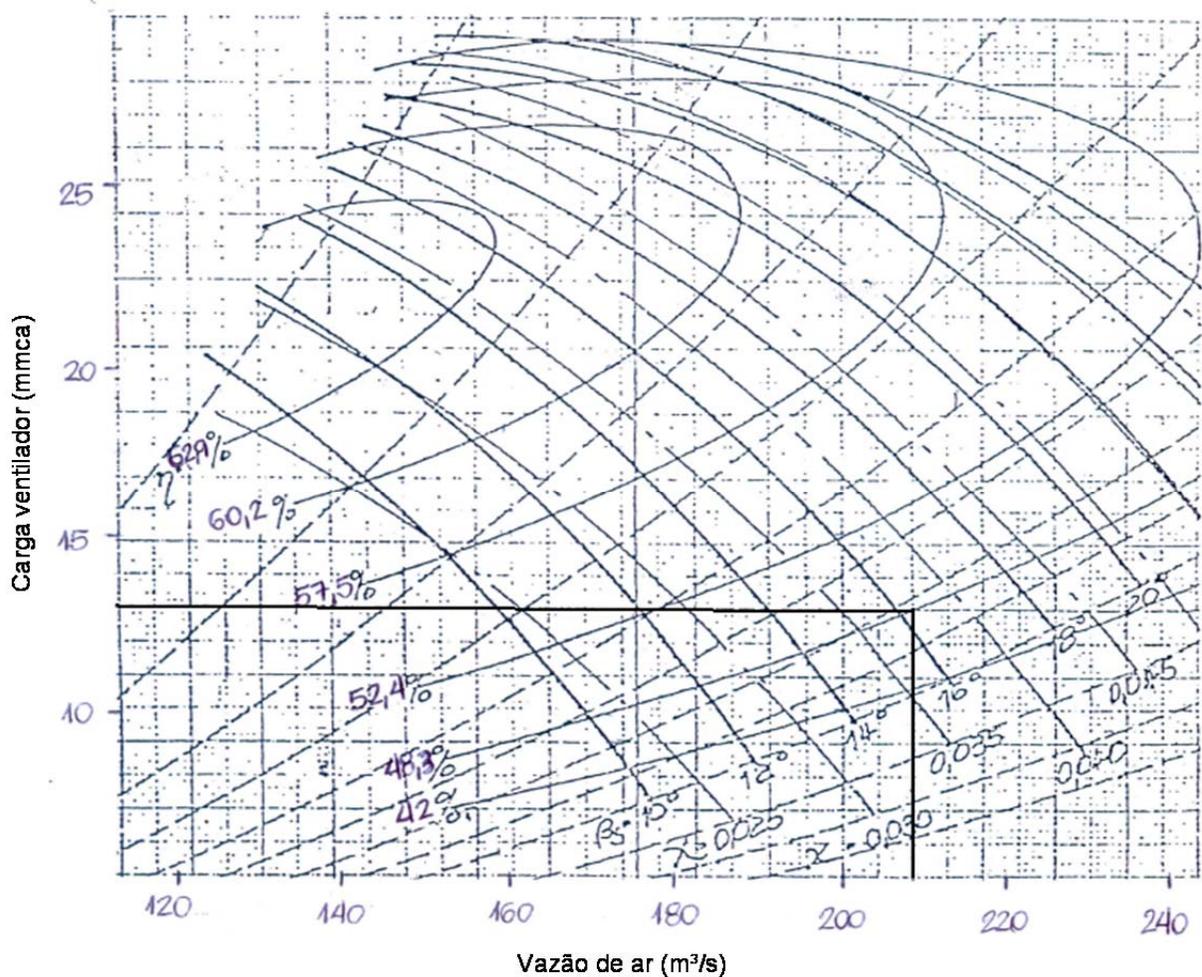


Figura 3.9 – Curva de operação de um ventilador de torre de resfriamento (Ref.: ventilador axial Alpina – série 9EM2).

Os dimensionais de vazão e pressão são calculados para vários pontos de pressão estática e vazão obtidos a partir da curva de operação do ventilador e as seguintes curvas são construídas:

- Adimensional de vazão versus adimensional de pressão ( $\varphi \times \psi$ );
- Adimensional de pressão versus eficiência do ventilador ( $\varphi \times \eta$ ).

Para a curva do ventilador apresentada na Figura 3.9, construíram-se as curvas “ $\varphi \times \psi$ ” e “ $\varphi \times \eta$ ” conforme apresentadas na Figura 3.10.

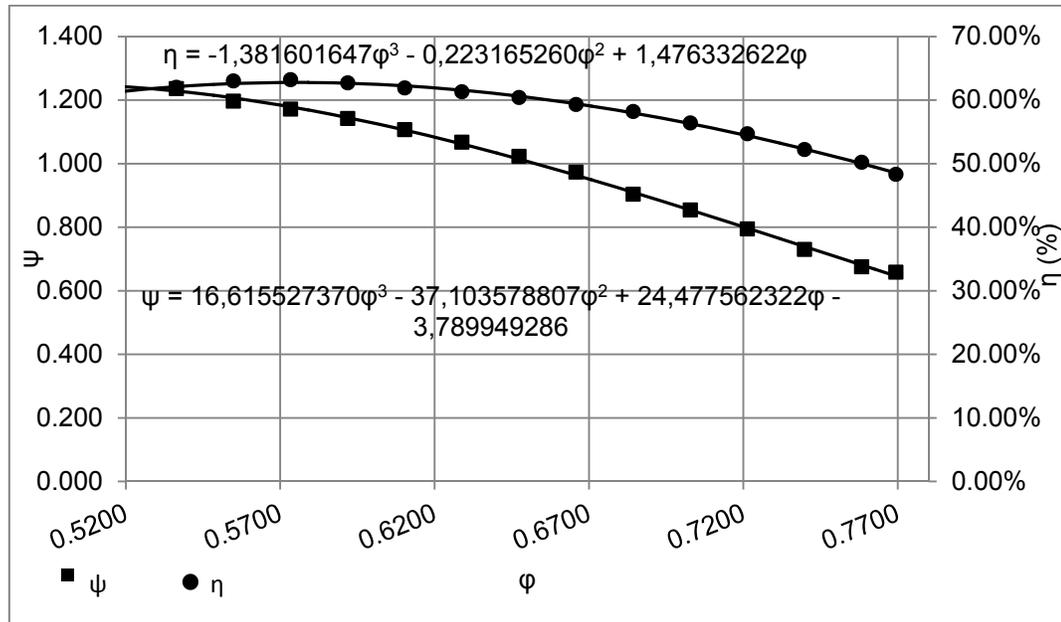


Figura 3.10 – Curva universal de um ventilador de torre de resfriamento.

A partir das curvas “ $\varphi \times \psi$ ” e “ $\varphi \times \eta$ ”, obtém-se os polinômios ajustados para elas conforme equações (3-50) e (3-51).

$$\psi = a_0 \varphi^3 + b_0 \varphi^2 + c_0 \varphi + d_0 \quad (3-50)$$

$$\eta = a_1 \varphi^3 + b_1 \varphi^2 + c_1 \varphi + d_1 \quad (3-51)$$

Para se determinar a rotação e rendimento do ventilador para uma nova condição de vazão a partir dos polinômios (3-50) e (3-51), faz-se o seguinte procedimento:

a) Inicialmente, alterando a vazão de ar para uma nova vazão “ $G_2$ ”, estima-se um novo valor de rotação referente a esta vazão, “ $n_2$ ”.

b) Em seguida, calcula-se então os adimensionais de vazão ( $\varphi_2$ ) e pressão ( $\psi_2$ ), para a nova vazão de ar “ $G_2$ ” conforme equações (3-52) e (3-53).

$$\varphi_2 = \frac{G_2}{n_2 \rho_{ar} D_{vent}^3} \quad (3-52)$$

$$\psi_2 = a_0 \varphi_2^3 + b_0 \varphi_2^2 + c_0 \varphi_2 + d_0 \quad (3-53)$$

c) Calcula-se a carga do ventilador,  $H_{vent}$  para esta nova condição:

$$H_{\text{vent}} = \frac{\psi_2 n_2^2 D_{\text{vent}}^2}{g} \quad (3-54)$$

Se a carga do ventilador é diferente da carga do sistema ( $H_{\text{sist}}$ ), determina-se aleatoriamente outro valor de “ $n_2$ ” até que a carga do ventilador seja igual a carga do sistema ( $H_{\text{vent}} = H_{\text{sist}}$ ).

Para convergir, utiliza-se o método de Newton Raphson:

- Como o objetivo é encontrar o valor da rotação do ventilador ( $n_2$ ) para que a carga do ventilador ( $H_{\text{vent}}$ ) seja igual a carga do sistema ( $H_{\text{sist}}$ ), a função a ser zerada no método de Newton Raphson é a seguinte:

$$H_{\text{sist}} - H_{\text{vent}} = 0 \quad (3-55)$$

Substituindo a equação (3-53) na equação (3-54), tem-se:

$$H_{\text{vent}} = \frac{(a_0 \varphi_2^3 + b_0 \varphi_2^2 + c_0 \varphi_2 + d_0) n_2^2 D_{\text{vent}}^2}{g} \quad (3-56)$$

Substituindo a equação (3-52) na equação (3-56), tem-se a equação para cálculo da carga do ventilador em função dos coeficientes do polinômio da curva universal do ventilador e das variáveis do ventilador e aceleração da gravidade ( $g$ ):

$$H_{\text{vent}} = \frac{\left( a_0 \left( \frac{G_2}{n_2 D_{\text{vent}}^3} \right)^3 + b_0 \left( \frac{G_2}{n_2 D_{\text{vent}}^3} \right)^2 + c_0 \left( \frac{G_2}{n_2 D_{\text{vent}}^3} \right) + d_0 \right) n_2^2 D_{\text{vent}}^2}{g} \quad (3-57)$$

A função a ser zerada, variando-se “ $n_2$ ”, é obtida substituindo a equação (3-57) na equação (3-55):

$$H_{\text{sist}} - \frac{\left( a_0 \left( \frac{G_2}{n_2 D_{\text{vent}}^3} \right)^3 + b_0 \left( \frac{G_2}{n_2 D_{\text{vent}}^3} \right)^2 + c_0 \left( \frac{G_2}{n_2 D_{\text{vent}}^3} \right) + d_0 \right) n_2^2 D_{\text{vent}}^2}{g} = 0 \quad (3-58)$$

A partir do valor da nova rotação “ $n_2$ ”, calcula-se “ $\varphi$ ” pela equação (3-52) e o rendimento do ventilador, “ $\eta$ ”, pela equação (3-51).

Para o ventilador típico utilizado como exemplo no cálculo da eficiência, a Figura 3.9 mostra como a potência está relacionada com a vazão de ar na torre. Como esperado, para valores maiores de vazões de ar, pequenas alterações na vazão de ar provocam um aumento expressivo no consumo de energia.

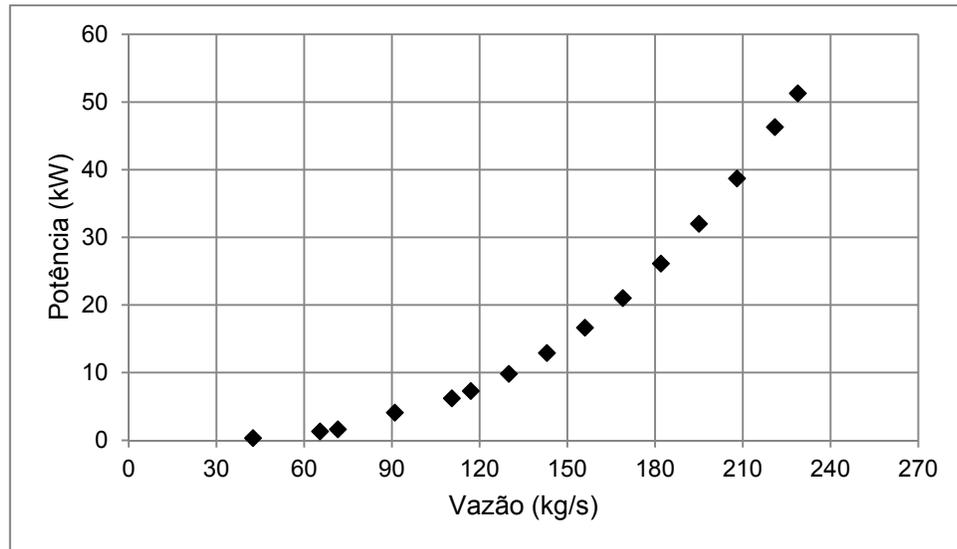


Figura 3.11 – Potência versus vazão de ar para um ventilador de uma torre de resfriamento.

### 3.2.4 Cálculo do consumo de energia na bomba de uma torre de resfriamento contracorrente

Para calcular o consumo de energia de uma torre de resfriamento, soma-se ao consumo de energia no ventilador o consumo de energia na bomba que faz a circulação (envio e retorno) da água de torre entre a torre de resfriamento e o processo. A bomba é um equipamento análogo ao ventilador e por isso o consumo de energia está diretamente associado a eficiência, vazão e a diferença de carga do sistema a ser vencida. No caso do ventilador, os acidentes existentes em uma torre de resfriamento são típicos e dificilmente mudam de uma torre para outra, já para o caso da bomba que faz a circulação de água, o trajeto pode variar dependendo da complexidade do processo que recebe a água de resfriamento. Este trajeto pode ser simples atendendo poucos equipamentos ou muito complexo, com muitas derivações.

Neste estudo será considerado um circuito de circulação de água simplificado pois o objetivo é verificar o potencial de redução de consumo de energia em um sistema de torres de resfriamento e para isto independe o sistema de distribuição de água ser mais complexo ou mais simplificado. Caso este estudo seja aplicado a um circuito existente, o circuito de água deverá ser detalhado de forma a permitir o cálculo de consumo de energia na bomba de acordo com a variação da vazão de água de circulação no sistema. A seguir apresenta-se o circuito de água de resfriamento considerado neste estudo para calcular o consumo de energia na bomba:

- Um número variável de células ou unidades de torres de resfriamento do tipo contracorrente, com a saída de água interligada por uma bacia coletora. Na Figura 3.12 tem-se três células, mas este número pode variar de acordo com o número de torres existentes. Não leva-se em conta a perda de carga da água ao passar pela torre de resfriamento;
- Uma bomba que aspira água da bacia coletora e a envia para o processo e depois para a torre novamente;
- Um trocador de calor, com uma carga térmica “ $Q$ ”, que representará o processo que utiliza a água para resfriamento. A perda de carga da água ao passar pelo trocador de calor é considerada como um valor fixo.

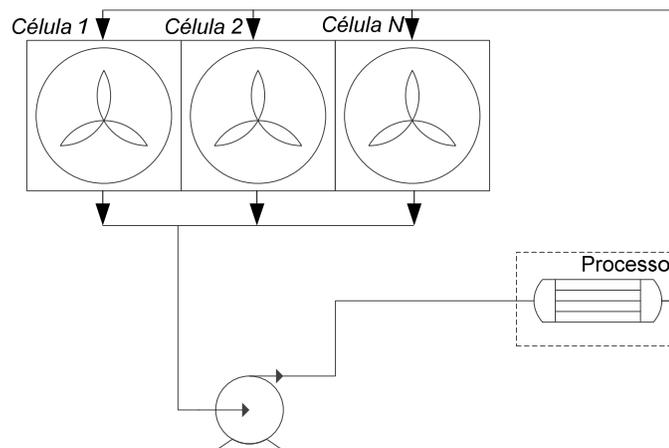


Figura 3.12 – Sistema de água de resfriamento com três células operando em paralelo exemplificando os sistemas estudados neste trabalho.

Para ilustrar o método utilizado para determinar a eficiência da bomba em vazões/rotações diferentes da nominal, analogamente ao que foi feito para o ventilador, serão utilizados os dados de uma bomba com as seguintes características:

- Rotação nominal: 1110 rpm
- Diâmetro do rotor: 545 mm

Tabela 3.1 – Dados da bomba de água da torre de resfriamento contracorrente válidos para uma rotação de 1110 rpm.

Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Altura manométrica (m)	Rendimento, $\eta$ (%)
0,0	64,52	0,0
244,1	64,76	46,4
486,4	63,14	75,6
728,0	60,67	83,3
850,2	56,87	82,7
972,0	53,68	83,4
1046,0	50,96	81,8
1106,0	48,83	80,6
1185,0	39,66	67,1

A partir dos dados da Tabela 3.1, é possível calcular para cada valor de vazão os adimensionais de vazão (" $\varphi$ ") e pressão (" $\psi$ ") conforme equações (3-48) e (3-49) e obter a curva universal da bomba, válida para qualquer rotação conforme Figura 3.13.

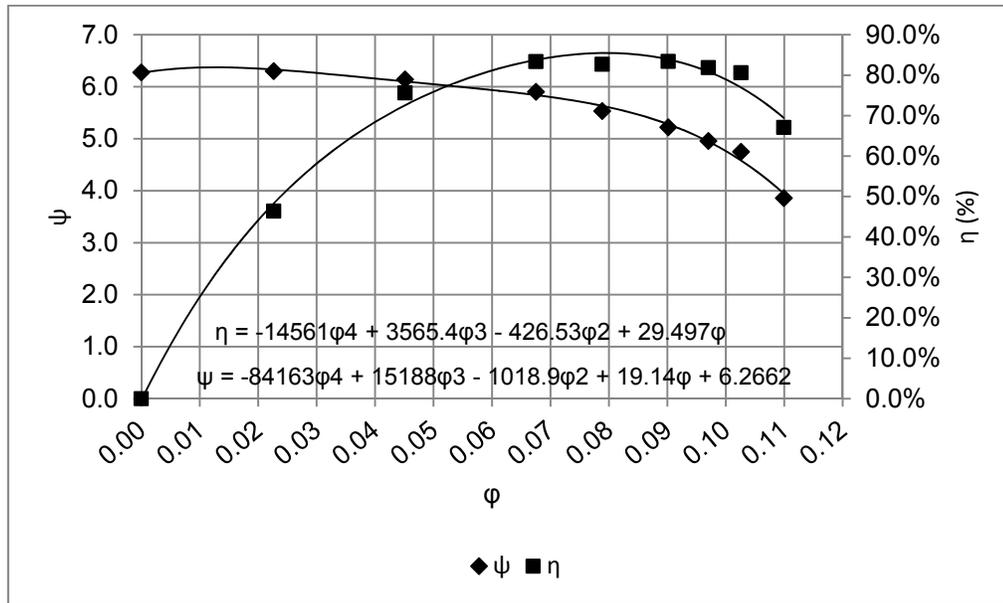


Figura 3.13 – Curva universal de uma bomba de torre de resfriamento.

A partir das curvas adimensional de vazão versus adimensional de pressão ( $\varphi \times \psi$ ) e adimensional de pressão versus eficiência do ventilador ( $\varphi \times \eta$ ) obtém-se os polinômios ajustados para as mesmas conforme equações (3-59) e (3-60):

$$\psi = a_0\varphi^4 + b_0\varphi^3 + c_0\varphi^2 + d_0\varphi + e_0 \quad (3-59)$$

$$\eta = a_0\varphi^4 + b_0\varphi^3 + c_0\varphi^2 + d_0\varphi + e_0 \quad (3-60)$$

Para se determinar a rotação e rendimento da bomba para uma nova condição de vazão, faz-se o seguinte procedimento:

- a) Inicialmente, alterando a vazão de água de  $L_1$  para  $L_2$ , estima-se um novo valor para a rotação referente a esta vazão,  $n_2$ .
- b) Calcula-se então os adimensionais de vazão e pressão,  $\varphi_2$  e  $\psi_2$  respectivamente para a nova vazão:

$$\varphi_2 = \frac{L_2}{n_2 \rho_{\text{água}} D_{\text{bomba}}^3} \quad (3-61)$$

$$\psi_2 = a_0 \varphi_2^4 + b_0 \varphi_2^3 + c_0 \varphi_2^2 + d_0 \varphi_2 + e_0 \quad (3-62)$$

c) Calcula-se a carga da bomba,  $H_{\text{bomba}}$  para esta nova condição conforme equação (3-63).

$$H_{\text{bomba}} = \frac{\psi_2 n_2^2 D_{\text{bomba}}^2}{g} \quad (3-63)$$

Se a carga da bomba ( $H_{\text{bomba}}$ ) é diferente da carga do sistema ( $H_{\text{sist}}$ ), define-se aleatoriamente outro valor de  $n_2$  até que a carga da bomba seja igual a carga do sistema.

Para convergir, utiliza-se o método de Newton Raphson:

- Como o objetivo é encontrar a rotação da bomba ( $n_2$ ) para que a carga da bomba ( $H_{\text{bomba}}$ ) seja igual a carga do sistema ( $H_{\text{sist}}$ ), a função a ser zerada é a seguinte:

$$H_{\text{sist}} - H_{\text{bomba}} = 0 \quad (3-64)$$

Substituindo a equação (3-62) na equação (3-63), tem-se:

$$H_{\text{bomba}} = \frac{(a_0 \varphi_2^4 + b_0 \varphi_2^3 + c_0 \varphi_2^2 + d_0 \varphi_2 + e_0) n_2^2 D_{\text{bomba}}^2}{g} \quad (3-65)$$

Substituindo a equação (3-61) na equação (3-65), tem-se a equação para cálculo da carga da bomba em função dos coeficientes do polinômio da curva universal e das variáveis do ventilador e aceleração da gravidade ( $g$ ):

$$H_{\text{bomba}} = \frac{\left( a_0 \left( \frac{G_2}{n_2 D_{\text{bomba}}^3} \right)^4 + b_0 \left( \frac{G_2}{n_2 D_{\text{bomba}}^3} \right)^3 + c_0 \left( \frac{G_2}{n_2 D_{\text{bomba}}^3} \right)^2 + d_0 \left( \frac{G_2}{n_2 D_{\text{bomba}}^3} \right) + e_0 \right) n_2^2 D_{\text{bomba}}^2}{g} \quad (3-66)$$

A função a ser zerada, variando-se " $n_2$ ", é obtida substituindo a equação (3-66) na equação (3-64):

$$H_{\text{sist}} - \frac{\left( a_0 \left( \frac{G_2}{n_2 D_{\text{bomba}}^3} \right)^4 + b_0 \left( \frac{G_2}{n_2 D_{\text{bomba}}^3} \right)^3 + c_0 \left( \frac{G_2}{n_2 D_{\text{bomba}}^3} \right)^2 + d_0 \left( \frac{G_2}{n_2 D_{\text{bomba}}^3} \right) + e_0 \right) n_2^2 D_{\text{bomba}}^2}{g} = 0 \quad (3-67)$$

A partir do valor da nova rotação  $n_2$ , calcula-se  $\varphi_2$  pela equação (3-61) e o rendimento da bomba,  $\eta$ , pela equação (3-60). O consumo de energia na bomba é dado pela equação abaixo.

$$N_{\text{bomba}} = \frac{g L H_{\text{bomba}}}{\eta_{\text{bomba}}} \quad (3-68)$$

Na equação acima, divide-se por 1000 para que a potência da bomba seja expressa em kW.

### 3.2.5 Cálculo da vazão de água de “*make-up*”

Em torres de resfriamento, as perdas de água ocorrem de três maneiras:

- evaporação: conforme Smith (2005), a água é resfriada em uma torre de resfriamento principalmente devido a evaporação de parte desta água, conforme passa pelo recheio da torre;
- arraste: é dado pelas gotas de água que são arrastadas pelo ar e saem no topo da torre;
- “*blowdown*”: é uma purga constante da água de recirculação necessária para evitar o aumento da concentração de contaminantes na água.

A água perdida na forma de arraste deve ser minimizada, pois além de provocar perda de água, provoca manchas em construções que estiverem próximas à torre. Conforme Perry e Green (1997), a perda de água por arraste é função do projeto do eliminador de gotas da torre e varia entre 0,1 e 0,2% da água que circula na torre. Em torres com eliminadores de gotas mais modernos a perda por arraste é reduzida para valores inferiores a 0,1%. Conforme Smith (2005), a perda por arraste está entre 0,1 e 0,3% da água de circulação da torre.

A reposição constante de água para compensar as perdas por evaporação, arraste e “*blowdown*” é denominada “*make-up*”. A água perdida por evaporação é pura, e assim ocorre aumento da concentração de sólidos na água de circulação. O objetivo do “*blowdown*” é purgar estes sólidos evitando seu acúmulo. Produtos químicos são adicionados para evitar aumento de agentes de corrosão e o crescimento microbiológico na água de circulação de torres.

Caso o “*blowdown*” seja feito a partir da água resfriada, conforme Figura 3.14, é chamado “*blowdown frio*”. Outra forma de se fazer o “*blowdown*” é purgar parte da água que está retornando para a torre, e então é chamado “*blowdown quente*”. O “*blowdown quente*” auxilia no desempenho da torre uma vez que reduz a vazão de água quente que retorna, mas pode não ser aceitável do ponto de vista ambiental, uma vez que a água a ser enviada para efluentes está a uma temperatura maior que a temperatura ambiente.

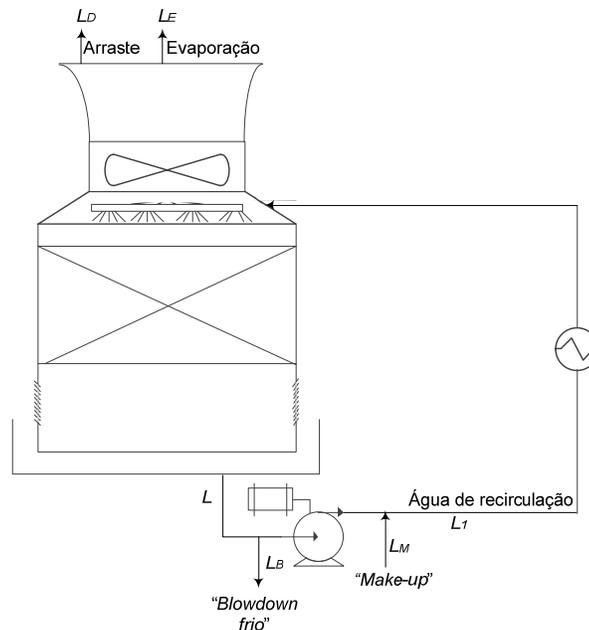


Figura 3.14 – Torre de resfriamento e as perdas/reposição de água.

A água perdida na forma de arraste possui a mesma composição da água de circulação da torre, ao contrário da água perdida por evaporação. “*Ciclos de concentração*” é uma comparação entre a concentração de sólidos dissolvidos na água de “*make-up*” e a concentração de sólidos dissolvidos na água de “*blowdown*”. Por exemplo, três ciclos de concentração quer dizer que o “*blowdown*” tem uma concentração de sólidos três vezes maior que a água de “*make-up*”. Assim, o número de ciclos de concentração, “*CC*”, é dado pela razão entre a concentração de sólidos na água de “*blowdown*” e a concentração de sólidos na água de “*make-up*”:

$$CC = \frac{C_B}{C_M} \quad (3-69)$$

Desconsiderando-se a perda de sólidos por arraste que é baixa, não se perde sólidos por evaporação e então tem-se o seguinte balanço de massa para os sólidos:

$$L_M C_M = L_B C_B \quad (3-70)$$

Combinando as equações (3-69) e (3-70) tem-se:

$$CC = \frac{L_M}{L_B} \quad (3-71)$$

Dado que, desprezando-se o arraste tem-se:

$$L_M = L_B + L_E \quad (3-72)$$

Combinando as equações (3-71) e (3-72) tem-se as equações que permitem o cálculo da vazão de “*blowdown*” e “*make-up*” a partir da vazão de evaporação:

$$L_B = \frac{L_E}{CC-1} \quad (3-73)$$

$$L_M = \frac{CCL_E}{CC-1} \quad (3-74)$$

A perda de água por evaporação é estimada considerando que o ar sai saturado da torre, e a partir dela, conforme método de Merkel, e da determinação do número de ciclos de concentração, é possível estimar as vazões de água de “*make-up*” e “*blowdown*”.

De acordo com as equações (3-73) e (3-74), se o ciclo de concentração fosse infinito, a vazão de água de “*blowdown*” seria igual a zero e a vazão de água de “*make-up*” seria igual a vazão perdida por evaporação. Neste caso, haveria um aumento concentração da concentração de impurezas na água que recircula na torre.

A Figura 3.15 apresenta a relação entre “*make-up*”, “*blowdown*”, evaporação e arraste versus os ciclos de concentração. Para uma dada torre de resfriamento, com carga térmica fixa e condições ambientes fixas, a evaporação e o arraste são constantes conforme os ciclos de concentração aumentam. Entretanto, conforme os ciclos de concentração aumentam, o “*blowdown*” diminui. O mesmo acontece quando o “*make-up*” diminui.

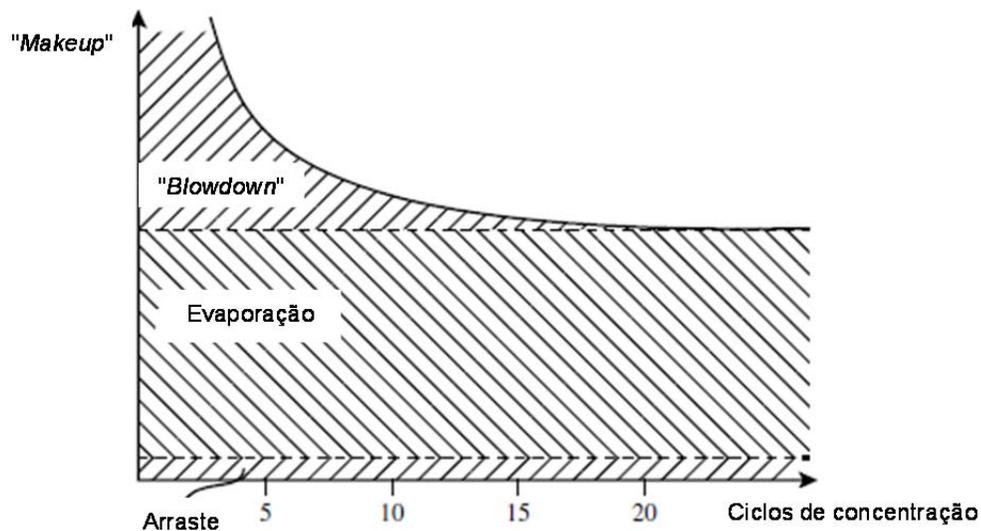


Figura 3.15 – Relação entre água de “*make-up*” e água de “*blowdown*” de acordo com Smith (2005).

Com o aumento dos ciclos de concentração, apesar de o aumento dos ciclos de concentração diminuir a quantidade de água de “*make-up*”, ocorre aumento do nível de sólidos dissolvidos e a corrosão e tendência a deposição aumenta. O resultado é que, aumenta a adição de produtos químicos. Portanto existe um equilíbrio entre o número de ciclos de concentração e a adição de produtos químicos para evitar deposição e corrosão, de acordo com Perry e Green (1997) o número de ciclos de concentração deve estar entre três e cinco.

### 3.2.6 Influência da temperatura de bulbo úmido nos cálculos de torres de resfriamento

Fabricantes de torres de resfriamento, ao projetar torres de resfriamento, deveriam utilizar a media anual de temperatura do ar e umidade no decorrer do ano, ou considerar o período mais crítico de maior umidade do ar, em que o desempenho da

torre é mais exigido. Entretanto, o que fazem é considerar a temperatura de bulbo úmido média anual para o local em que a torre será instalada. Por que a temperatura de bulbo úmido é considerada e a temperatura de bulbo seco ou umidade não são levadas em conta? Ocorre que na carta psicrométrica, as retas que determinam a temperatura de bulbo úmido são quase paralelas às retas que representam a entalpia do ar, então uma vez definido a temperatura de bulbo úmido, define-se a entalpia do ar, independentemente da temperatura de bulbo seco ou umidade relativa.

Para exemplificar esta constatação, a uma temperatura do ar de 30°C e uma umidade relativa de 50%, conforme a carta psicrométrica, sua entalpia é igual a 66 kJ/kg de ar seco e a temperatura de bulbo úmido corresponde a 22,5°C. Caso a verificação da entalpia do ar fosse feita somente com base na temperatura de bulbo úmido ( $T_{bu} = 22,5^\circ\text{C}$ ), nota-se pela carta psicrométrica da Figura 3.16 que independente da umidade relativa do ar e da temperatura de bulbo seco do ar, a entalpia seria igual a 66 kJ/kg de ar seco.

Portanto, ao projetar uma torre, ou determinar a temperatura de saída da água da torre, é suficiente saber qual a temperatura de bulbo úmido típico do local e então determinar a entalpia do ar que entra na torre.

Por outro lado, caso seja necessário determinar a quantidade de água perdida por evaporação, conhecendo-se somente a temperatura de bulbo úmido do ar ambiente não possibilita a estimativa desta perda. A perda por evaporação pode ser estimada caso seja conhecido a umidade do ar ambiente na entrada da torre e considerando que o ar deixa a torre saturado, ou calculando a umidade do ar na saída da torre através de cálculos mais rigorosos de torres contracorrentes, ou ainda pelo balanço de energia do lado água.

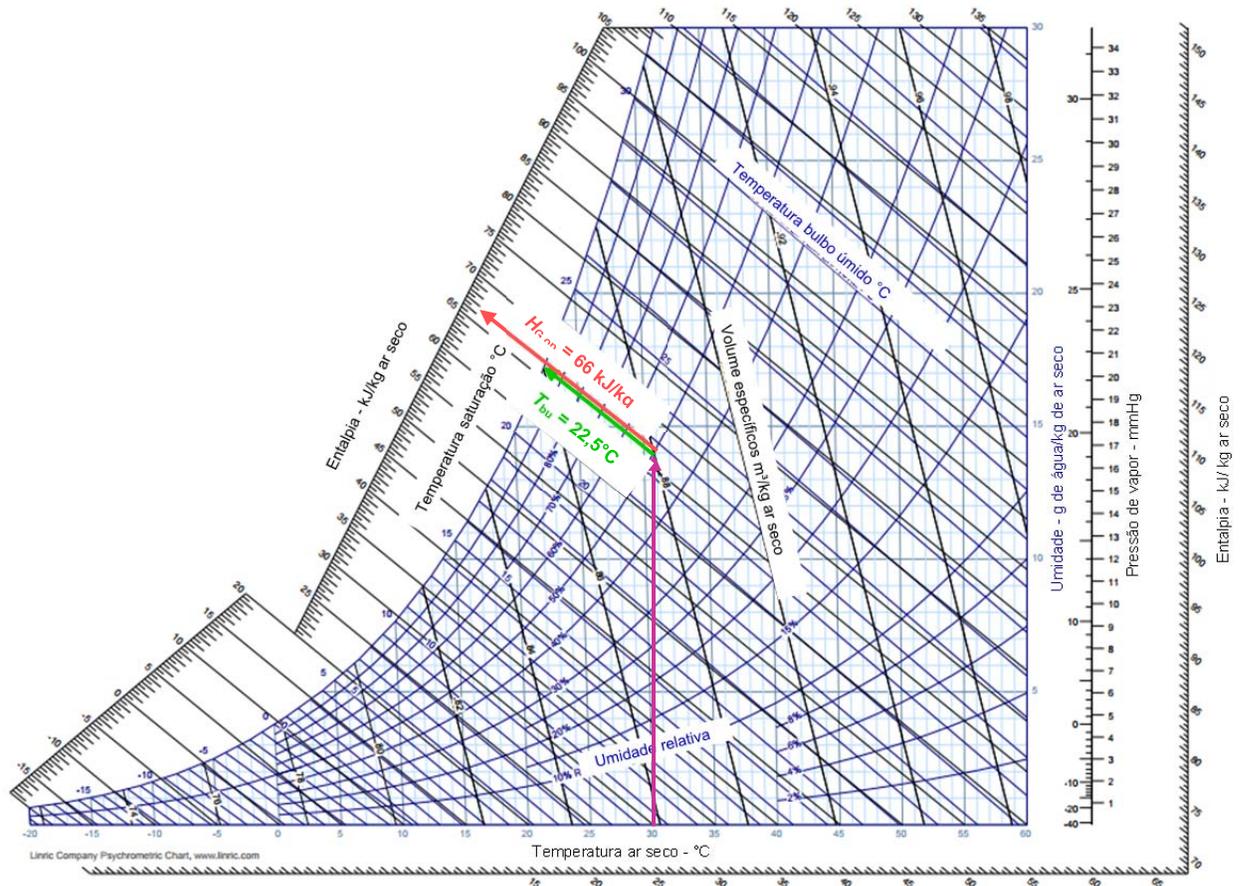


Figura 3.16 – Carta psicrométrica para pressão de 760 mmHg – a determinação da entalpia do ar pode ser feita conhecendo-se somente a temperatura de bulbo úmido do ar (fonte: [www.uigi.com/UIGI\\_SI.PDF](http://www.uigi.com/UIGI_SI.PDF)).

A seguir apresenta-se um exemplo de uma torre projetada para duas situações de temperatura e umidade do ar ambiente diferentes, conforme modelagem apresentada por Fernandes (2012), mas com iguais temperaturas de bulbo úmido, conforme Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Condições do ar ambiente consideradas nos casos 1 e 2 para cálculo da altura de recheio de torre.

	<b>Caso 1</b>	<b>Caso 2</b>
Temperatura do ar ( $T_g$ )	30,0	40,0
Umidade relativa do ar ( $UR$ )	50	23
Temperatura de bulbo úmido ( $T_{bu}$ )	22,5	22,5

Para os dois casos considerou-se a mesma pressão ambiente, e temperaturas de entrada e saída da água da torre iguais a 40 e 30°C, respectivamente. Para os dois casos simulados, a altura de recheio calculada foi igual a 0,62 m, ou seja, apesar das condições do ar de temperatura e umidade relativa serem diferentes, como a temperatura de bulbo úmido foi mantida a mesma, a entalpia do ar também é a mesma para os dois casos e a altura da torre calculada resultou no mesmo valor.

### 3.3. Otimização do consumo de energia em torres de resfriamento

Uma vez que o sistema de água de resfriamento está instalado, com uma ou mais unidades de torres de resfriamento contracorrente, nos momentos em que a torre opera ociosa, como por exemplo quando a fábrica está operando abaixo da sua capacidade ou em momentos em que a umidade do ar está baixa, existe a possibilidade de minimizar o consumo de energia.

A otimização do consumo de energia em torres de resfriamento contracorrente apresentada neste trabalho refere-se a minimização do consumo de energia na bomba de recirculação de água e no ventilador da torre.

Para a otimização apresentada, o processo que utiliza água de resfriamento foi simplificado a um trocador de calor com carga térmica “Q”. As seguintes premissas foram adotadas:

- a vazão de água se distribui igualmente entre torres operando em paralelo. Na prática, em uma torre industrial, esta vazão é definida pela perda de carga nas tubulações, ou seja, a célula que está mais próxima do ponto consumidor recebe uma vazão de água maior, e a que está mais longe recebe uma vazão de água menor. Caso existam válvulas de controle no sistema, a distribuição de água é definida pela abertura das válvulas de controle. A representação de um destes casos complicaria a otimização e seria válida somente para o sistema modelado;
- devido a baixa vazão de água de “*make-up*”, a temperatura da água de resfriamento na saída da torre não é corrigida após ser misturada com a água de “*make-up*”.

### 3.4. Implementação do modelo

Para os cálculos de carga a ser vencida pelo ventilador, os coeficientes utilizados nos cálculos seguem na Tabela 3.3, conforme Axial Flow Fan Engineering Manual (2014).

Tabela 3.3 – Coeficiente “K” para cálculo de perda de carga em torres contracorrente, Axial Flow Fan Egeineering Manual (2014).

	Valores de K	
	Torres de resfriamento do tipo concorrente	Torres de resfriamento do tipo escoamento cruzado
Entrada de ar <u>sem veneziana</u>	1,50	Não se aplica
Entrada de ar com <u>veneziana larga</u>	2,00 – 3,00	2,00 – 3,00
Entrada de ar com <u>veneziana estreita</u> (pouco espaço entre as venezianas)	2,50 – 3,50	2,50 – 3,50
Eliminadores de gotas	2,00 – 3,00	2,00 – 3,00
Entrada do ventilador	0,10 – 0,350	0,10 – 0,35

O coeficiente utilizado no cálculo da carga imposta pelo recheio da torre (“ $K_{rec}$ ”), foi o referente ao recheio “*Munters 19060*”, de acordo com Bell et al. (1990), calculado em função da altura do recheio e fluxos de ar ( $G'$ ) e água ( $L'$ ) conforme a seguinte equação:

$$K_{rec} = 2,91z (L')^{0,31}(G')^{-0,048}z^{0,014} \quad (3-75)$$

onde a altura  $z$  é em ft e os fluxos de ar e água são em lb/h/ft<sup>2</sup> e  $K_{rec}$  é adimensional.

O cálculo da carga a ser vencida pela bomba de circulação de água de torre foi feito considerando os acidentes e valores de “K”, conforme Crane (1982), descritos na Tabela 3.4:

Tabela 3.4 – Acidentes e coeficientes “ $K$ ” presentes na sucção e descarga da bomba de água de torre.

	$K$	Nº de acidentes na sucção	Nº de acidentes na descarga
Válvula esfera ( $K = 3$ )	3	6	15
Cotovelo padrão 90° ( $K = 30$ )	30	5	70

Assim, para a sucção da bomba o valor de “ $K$ ” é igual a 168 e para a descarga, “ $K$ ” é igual a 2145.

O comprimento reto de tubulação considerado para cada trecho foi 10 m para a sucção e 250 m para a descarga.

As pressões no início do trecho da sucção e no final do trecho da descarga são consideradas iguais a pressão atmosférica.

Conforme Kern (1965), a perda de carga permitida em trocadores de calor varia entre 5 e 10 psi (ou 0,345 - 0,689 bar). Então, além dos acidentes da descarga da bomba citados acima, considerou-se a perda de carga no trocador de calor fixa e igual a 0,689 bar.

O modelo de otimização do consumo de energia em torres de resfriamento apresentado pode ser aplicado a qualquer conjunto de torres de resfriamento contracorrente, permitindo que torres e bombas com quaisquer características possam ser especificadas no modelo de otimização. Neste modelo, define-se o número de torres interligadas em paralelo em operação, as características da torre, ventilador e bomba e então a otimização é feita. Como resultado tem-se qual a condição de vazões de água e de ar e temperatura de saída da água da torre que correspondem a um menor consumo de energia.

Para o sistema estudado, tem-se duas principais equações: uma que descreve o balanço de energia do processo resultando na carga térmica a ser removida do

processo, e outra que representa a modelagem de uma torre de resfriamento contracorrente.

O calor total a ser removido pela água de torre é representado por um trocador de calor com o seguinte balanço de energia:

$$Q = LC_{p,L}(T_{L,0} - T_{L,f}) \quad (3-76)$$

A modelagem da torre ou o cálculo da altura do recheio da torre em função das vazões de ar e de água, temperaturas de entrada e saída da água da torre, entalpia do ar de entrada e características do recheio da torre é dado por:

$$z = f(L, G, T_{L,0}, T_{L,f}, k_g, H_{G,0}) \quad (3-77)$$

Cada célula ou unidade de torre é modelada pela sua altura e características de recheio e vazão de ar. Para o caso em que se tem mais de uma unidade operando em paralelo, a vazão de água total (“L”) é igualmente dividida entre as unidades de torre conforme equação (3-78).

$$L_j = \frac{L}{j} \quad (3-78)$$

onde  $j$  é o número de células.

As variáveis deste sistema são cinco, conforme descritas a seguir:

- Q: carga térmica do trocador que representa o processo
- L: vazão de água total
- G: vazão de ar
- $T_{L,0}$ : temperatura de entrada da água na torre de resfriamento
- z: altura do recheio da torre de resfriamento

Fixando-se três variáveis, tem-se um grau de liberdade igual a dois.

A minimização do consumo de energia é feita utilizando o “Solver” do Excel. A função objetivo é a minimização do consumo de energia no ventilador e na bomba, conforme equação (3-79).

$$N_{\text{total}} = f(N_{\text{vent}}, N_{\text{bomba}}) \quad (3-79)$$

As variáveis de decisão são as vazões de ar e de água:  $G$ ,  $L$ , respectivamente.

As restrições requeridas para descrever o modelo são:

$$Z_{\text{calc}} = Z$$

$$G \leq G_{\text{max}}$$

$$G \geq G_{\text{min}}$$

$$n \geq n_{\text{min}}$$

$$T_{L,f} \geq T_{\text{bu}} + 1 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (para convergência do modelo)}$$

A função objetivo pode ser minimizada desde que todas as restrições sejam satisfeitas.

No sistema estudado considera-se um conjunto de torres com até cinco torres de resfriamento operando em paralelo.

Para a determinação das quantidades de água de “*make-up*” e “*blowdown*” consideraram-se três ciclos de concentração, conforme recomendado por Perry e Green (1997).

A temperatura da água que sai da torre,  $T_{L,f}$ , é calculada a partir do balanço de energia no processo. Sendo a carga térmica rejeitada pelo processo (“ $Q$ ”) conhecida, determina-se  $T_{L,f}$ :

$$T_{L,f} = T_{L,0} - \frac{Q}{c_{p,L}L} \quad (3-80)$$

A altura da torre necessária para resfriar a vazão de água (“ $L_j$ ”), de uma temperatura de entrada (“ $T_{L,0}$ ”) até uma temperatura de saída (“ $T_{L,f}$ ”) é calculada pela equação (3-81).

$$Z = \frac{L_j' c_{p,L}}{k_g} \int_{T_{L,f}}^{T_{L,0}} \frac{dT_L}{H_{G,\text{sat}} - H_{G,\text{op}}} \quad (3-81)$$

A integral da equação (3-81), conforme Perry e Green (1997) pode ser resolvida aplicando-se um procedimento de integração numérica utilizando o método de Chebyshev que é dado pela integração por quatro pontos ou 4 intervalos para o cálculo da integral conforme descrito a seguir.

$$Z = \frac{L' c_{p,L}}{k_g} \int_{T_{L,f}}^{T_{L,0}} \frac{dT}{H_{G,\text{sat}} - H_{G,\text{op}}} \cong$$

$$\cong \frac{LC_{p,L}}{k_g} \left( \frac{T_{L,0} - T_{L,f}}{4} \right) \left( \frac{1}{H_{G,sat1} - H_{G,Tbu1}} + \frac{1}{H_{G,sat2} - H_{G,Tbu2}} + \frac{1}{H_{G,sat3} - H_{G,Tbu3}} + \frac{1}{H_{G,sat4} - H_{G,Tbu4}} \right) \quad (3-82)$$

Na equação acima:

$$(H_{G,Tbu})_1 = (H_{G,Tbu})_0 + 0,1C_{p,L} \frac{L}{G} (T_{L,0} - T_{L,f}) \quad (3-83)$$

$$(H_{G,Tbu})_2 = (H_{G,Tbu})_0 + 0,4C_{p,L} \frac{L}{G} (T_{L,0} - T_{L,f}) \quad (3-84)$$

$$(H_{G,Tbu})_3 = (H_{G,Tbu})_0 + C_{p,L} \frac{L}{G} (T_{L,0} - T_{L,f}) \quad (3-85)$$

$$(H_{G,Tbu})_4 = (H_{G,Tbu})_f - 0,1C_{p,L} \frac{L}{G} (T_{L,0} - T_{L,f}) \quad (3-86)$$

$$(H_{G,Tbu})_5 = (H_{G,Tbu})_f - 0,4C_{p,L} \frac{L}{G} (T_{L,0} - T_{L,f}) \quad (3-87)$$

Onde,  $(H_{G,Tbu})_0$  é a entalpia específica do ar calculada na temperatura de bulbo úmido do ar na entrada da torre, e  $(H_{G,Tbu})_f$  é a entalpia específica do ar calculada na temperatura de bulbo úmido do ar na saída da torre.

As entalpias específicas do ar calculado na temperatura da água  $(H_{G,sat})_1$ ,  $(H_{G,sat})_2$ ,  $(H_{G,sat})_3$  e  $(H_{G,sat})_4$  são calculadas para as temperaturas  $t_1$ ,  $t_2$ ,  $t_3$  e  $t_4$ , respectivamente:

$$t_1 = T_{L,0} + 0,1(T_{L,0} - T_{L,f}) \quad (3-88)$$

$$t_2 = T_{L,0} + 0,4(T_{L,0} - T_{L,f}) \quad (3-89)$$

$$t_3 = T_{L,f} - 0,4(T_{L,0} - T_{L,f}) \quad (3-90)$$

$$t_4 = T_{L,f} - 0,1(T_{L,0} - T_{L,f}) \quad (3-91)$$

O coeficiente de transferência de massa,  $k_g$ , conforme Bell et al. (1990), para o recheio do tipo “*Munters 19060*” é função das vazões de água, ar e da altura da torre conforme equação (3-92):

$$k_g = 0,434L \left( \frac{L'}{G'} \right)^{-0,59} \left( \frac{z}{1,8} \right)^{-0,19} \quad (3-92)$$

A partir das vazões de água e de ar, calculam-se as potências consumidas pelo ventilador,  $N_{vent}$ , e pela bomba,  $N_{bomba}$ .

$$N_{\text{vent}} = \frac{gGH_{\text{vent}}}{1000\eta_{\text{vent}}} \quad (3-93)$$

$$N_{\text{bomba}} = \frac{gLH_{\text{bomba}}}{1000\eta_{\text{bomba}}} \quad (3-94)$$

Esta otimização foi feita considerando um número fixo de torres operando em paralelo, do tipo MINLP (Mixed Integer Non Linear Programming) com enumeração exaustiva. O resultado do consumo de energia é dado para o sistema com uma, duas, três e até cinco células operando, e permite a comparação dos consumos de energia, vazão de ar e de água, rotação e eficiência dos ventiladores e bombas para cada caso. É possível que algumas vezes a diferença entre operar duas ou três células, por exemplo, é tão pequena que opta-se por manter uma célula parada. Por outro lado, fazendo a otimização do tipo MINLP sem enumeração exaustiva, não existe esta flexibilidade, pois a otimização resultará no número ótimo de torres operando.

A implementação do modelo acima foi feita em um sistema de fácil acesso em ambientes industriais, o Excel, que é um software disponível nos computadores das salas de controle das fábricas comumente utilizado por operadores. Dessa forma, a otimização foi feita utilizando o Solver do Excel.

### 3.5. Estudos de caso

Nos estudos de caso apresentados avalia-se o consumo de energia, rotação e eficiência da bomba e do ventilador de cada torre, vazões de ar e de água de acordo com variações de temperatura de “approach”, umidade relativa do ar, temperatura de bulbo úmido e variação da carga térmica a ser rejeitada pelo processo. O sistema de resfriamento de água é composto por até cinco torres operando em paralelo.

Considerando-se um “caso base” para as condições de operação de um sistema de torres de resfriamento, representado por uma célula, mas aplicável a todas às outras torres operando em paralelo, uma vez que são consideradas idênticas neste estudo. A abordagem apresentada neste estudo pode ser aplicada também a torres de

características diferentes operando em paralelo, pois a modelagem é feita levando em conta as dimensões e características de cada torre, permitindo que estas informações sejam adicionadas para cada célula.

A altura e área da seção transversal do recheio, assim como vazões e rotações máxima e mínima para a bomba e o ventilador seguem apresentados na Tabela 3.5.

Tabela 3.5 – Características recheio da torre de resfriamento, ventilador e bomba.

Variável		Unidade	Valor
Altura	$z$	m	2,0
Área seção transversal	$A_{rec}$	m <sup>2</sup>	130,0
Vazão máxima de ar no ventilador	$G_{max}$	kg/s	195,0
Vazão mínima de ar no ventilador	$G_{min}$	kg/s	30,0
Potência nominal ventilador	$N_{vent}$	kW	50,2
Rotação máxima do ventilador	$n_{max}$	rpm	253,6
Vazão máxima de água na bomba	$L_{max}$	m <sup>3</sup> /h	1200,0
Potência nominal bomba	$N_{bomba}$	kW	220,1
Rotação máxima da bomba	$n_{max}$	rpm	1110,0

Considerando um “caso base” para os estudos de caso apresentados, em que a torre opera sob as seguintes condições de ar ambiente: umidade relativa do ar igual a 78,4%, temperatura do ar igual a 21,2°C e pressão ambiente de 94.400 Pa. A carga térmica rejeitada pelo processo corresponde a 25.020 kW. O recheio tem uma altura de 2 metros e uma área de seção transversal igual a 130 m<sup>2</sup>. A vazão de água e de ar são iguais a 210,3 kg/s e 181,9 kg/s, respectivamente. A potência do ventilador e da bomba são iguais a 36,4 kW e 147,7 kW, respectivamente, as rotações e eficiências de cada um seguem apresentados na Figura 3.17.

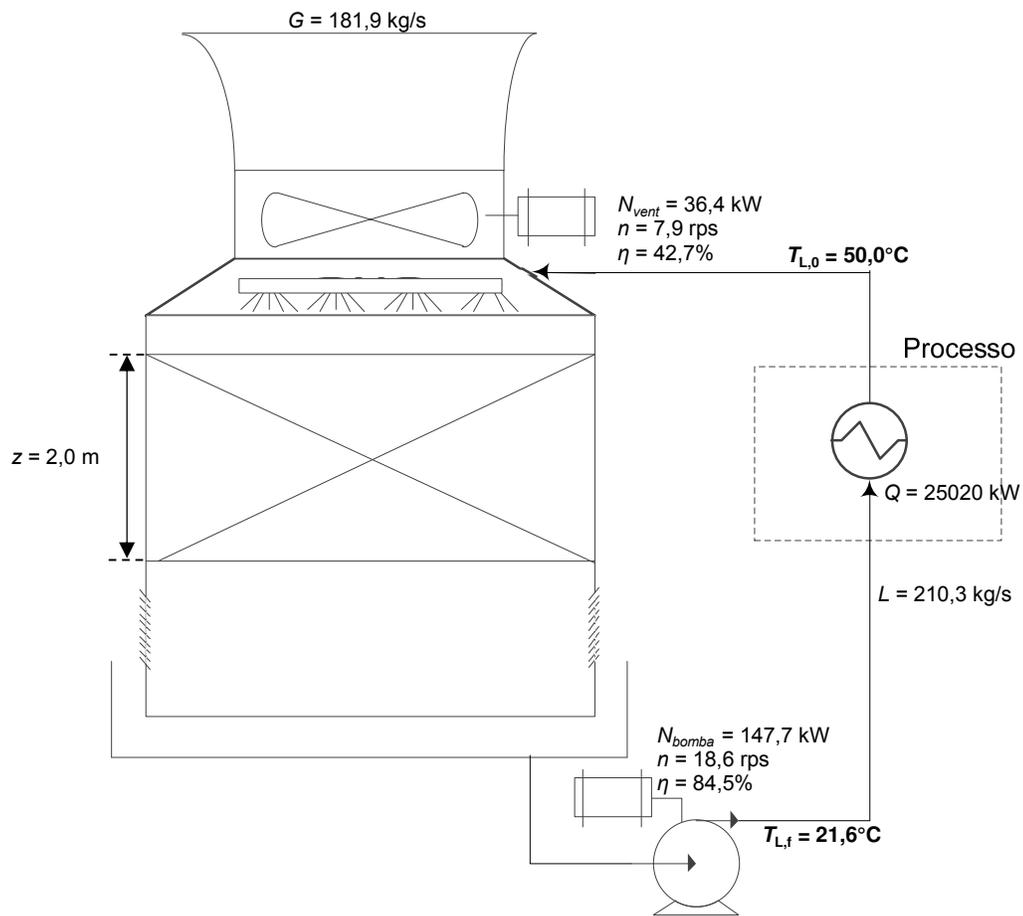


Figura 3.17 – Dados da torre e processo considerados no “caso base”.

### 3.5.1 Avaliando a influência da temperatura de approach no consumo de energia do sistema

Avalia-se o impacto da variação da temperatura de “*approach*”, que é a diferença entre a temperatura de bulbo úmido do ar ambiente e a temperatura de saída da água da torre, nas vazões de água e de ar, e nas rotações, eficiências e consumo de energia dos ventiladores e bomba.

Nesta avaliação, as condições do ar foram as seguintes:  $T_g = 21,19^\circ\text{C}$ ,  $UR = 78,4\%$ ,  $Pa = 94.400 \text{ Pa}$ ,  $T_{bu} = 18,6^\circ\text{C}$ . As seguintes variáveis são mantidas constantes: carga térmica do processo  $Q = 25.020 \text{ kW}$ , temperatura da água que retorna pra torre  $T_{L,0} = 50^\circ\text{C}$ . Uma vez definido o valor de temperatura de “*approach*”, a temperatura de saída da água da torre também está definida e a vazão de água é calculada pelo balanço de energia no processo. Assim, apenas a vazão de ar é minimizada em cada situação simulada.

Para maiores valores de temperatura de “*approach*”, maior a temperatura de saída da água da torre, como a carga térmica do processo é mantida constante, maior é a vazão de água necessária para satisfazer o balanço de energia no lado processo. Então, maiores são a vazão de água e sua temperatura na saída da torre, enquanto a vazão de ar diminui. Logo, o aumento da vazão de água e da temperatura da água na saída da torre, levam a uma redução da vazão de ar necessária para satisfazer os balanços de massa e energia na torre, conforme apresentado pelo gráfico do Figura 3.18.

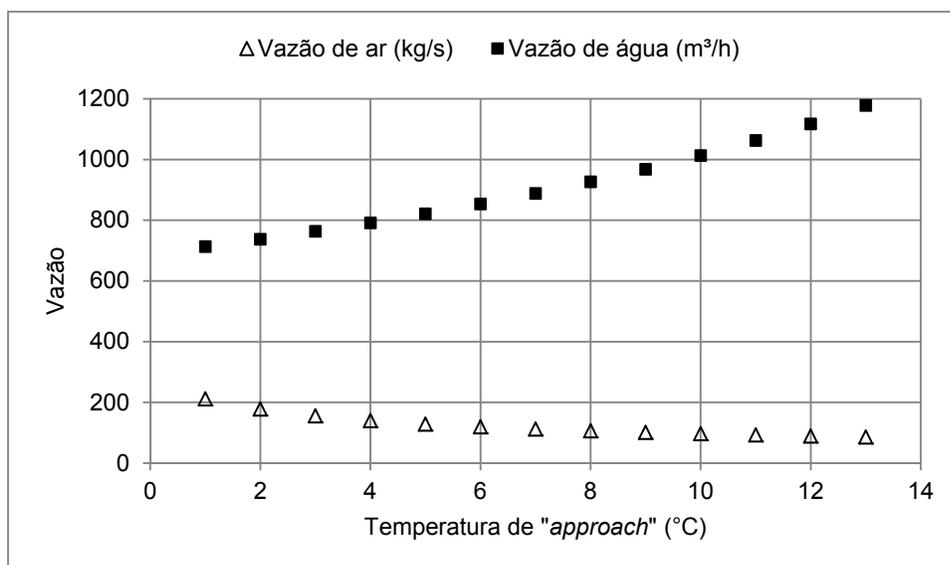


Figura 3.18 – Vazões de água e de ar variando com o “*approach*”.

Conforme esperado, a rotação no ventilador, calculada para cada caso rodado variando a temperatura de “*approach*”, segue a mesma tendência da vazão de ar, o mesmo comportamento é notado para a bomba. As rotações de operação do ventilador e da

bomba para cada condição de temperatura de “*approach*” seguem apresentados no gráfico da Figura 3.19. Observa-se que em alguns momentos apresentam rotação maior que a rotação nominal, pois este é um estudo teórico e na prática o fabricante do ventilador e da bomba ajudaria a verificar estes cálculos.

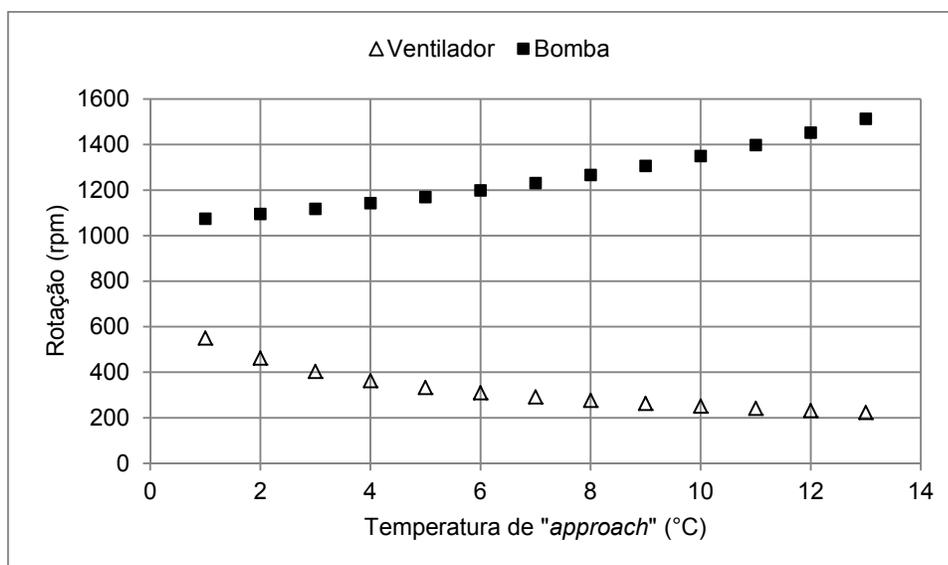


Figura 3.19 – Rotação do ventilador e da bomba variando com o “*approach*”.

Para cada valor de temperatura de “*approach*” e vazões de água e de ar calculadas, calculou-se a eficiência da bomba e do ventilador, necessárias para o cálculo do consumo de energia em cada um dos equipamentos. Nota-se que as eficiências do ventilador e da bomba praticamente não se alteram, conforme o gráfico da Figura 3.20, o que é explicado quando se observa as curvas universais do ventilador (Figura 3.10) e da bomba (Figura 3.11).

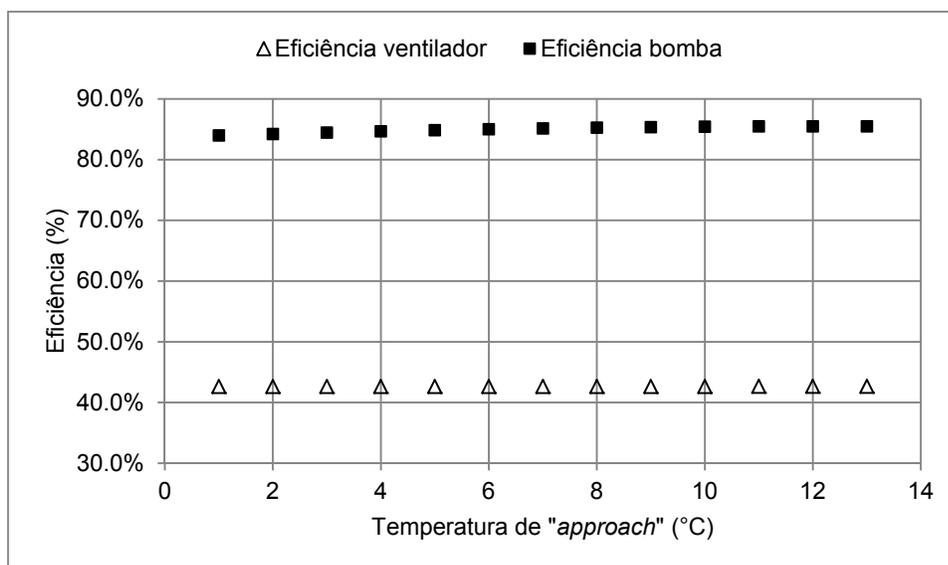


Figura 3.20 – Eficiência do ventilador e da bomba variando com o “*approach*”.

Os consumos de energia na bomba e no ventilador seguem a mesma tendência das vazões de água e de ar para variações na temperatura de “*approach*”, respectivamente, conforme a Figura 3.21. Nota-se que o consumo de energia no sistema de resfriamento é representado majoritariamente pelo consumo de energia na bomba, assim a curva que representa o consumo de energia total no sistema segue a mesma tendência da curva de consumo de energia na bomba. Quanto maior o “*approach*”, maior o consumo de energia no sistema, entretanto existe um ponto em que o consumo de energia no sistema é mínimo e este ponto corresponde a uma temperatura de “*approach*” entre 3 e 4°C, o que coincide com algumas regras de projeto de torres de resfriamento.

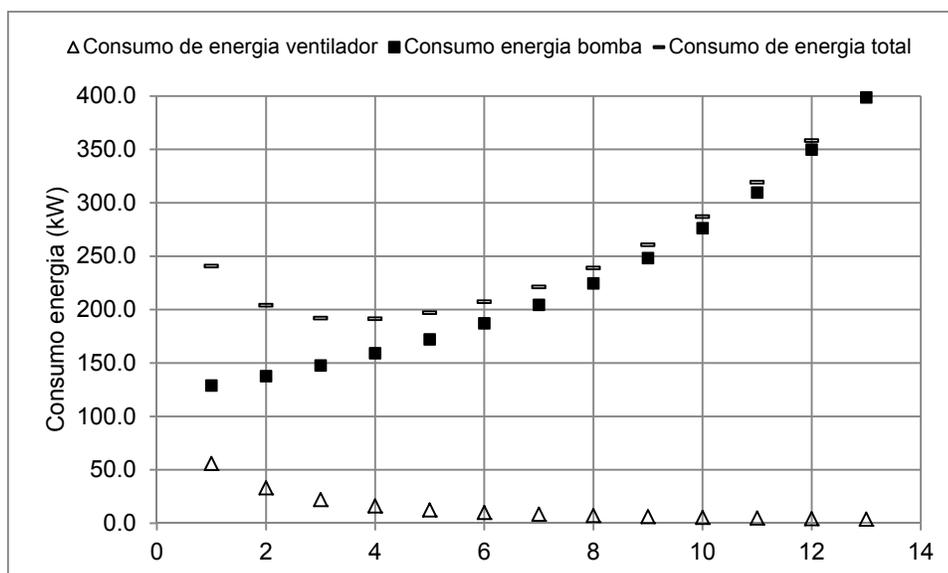


Figura 3.21 – Consumo de energia no ventilador, na bomba e total variando com o “*approach*”.

### 3.5.2 Estudo de caso: avaliação do funcionamento de um conjunto de cinco células no decorrer de um dia

Durante o decorrer de um dia, sabe-se que as condições do ar variam. Frente a estas variações, as vazões de ar e de água podem variar de forma a satisfazer o balanço de energia do processo. Considerando a variação umidade relativa e temperatura do ar no dia 1º de novembro de 2014, avalia-se o consumo de energia em um sistema de água de resfriamento composto por uma, duas, três, quatro e até cinco torres operando em paralelo.

Os dados de umidade relativa (UR), pressão atmosférica ( $Pa$ ) e temperatura do ar ( $T_g$ ) para o dia 1º de novembro de 2014, foram fornecidos pela Cepagri (2016) e seguem representados na Figura 3.22.

O sistema é composto por uma até cinco torres operando em paralelo com ventiladores idênticos e uma bomba que envia água de resfriamento para a fábrica conforme características descritas na Tabela 3.5.

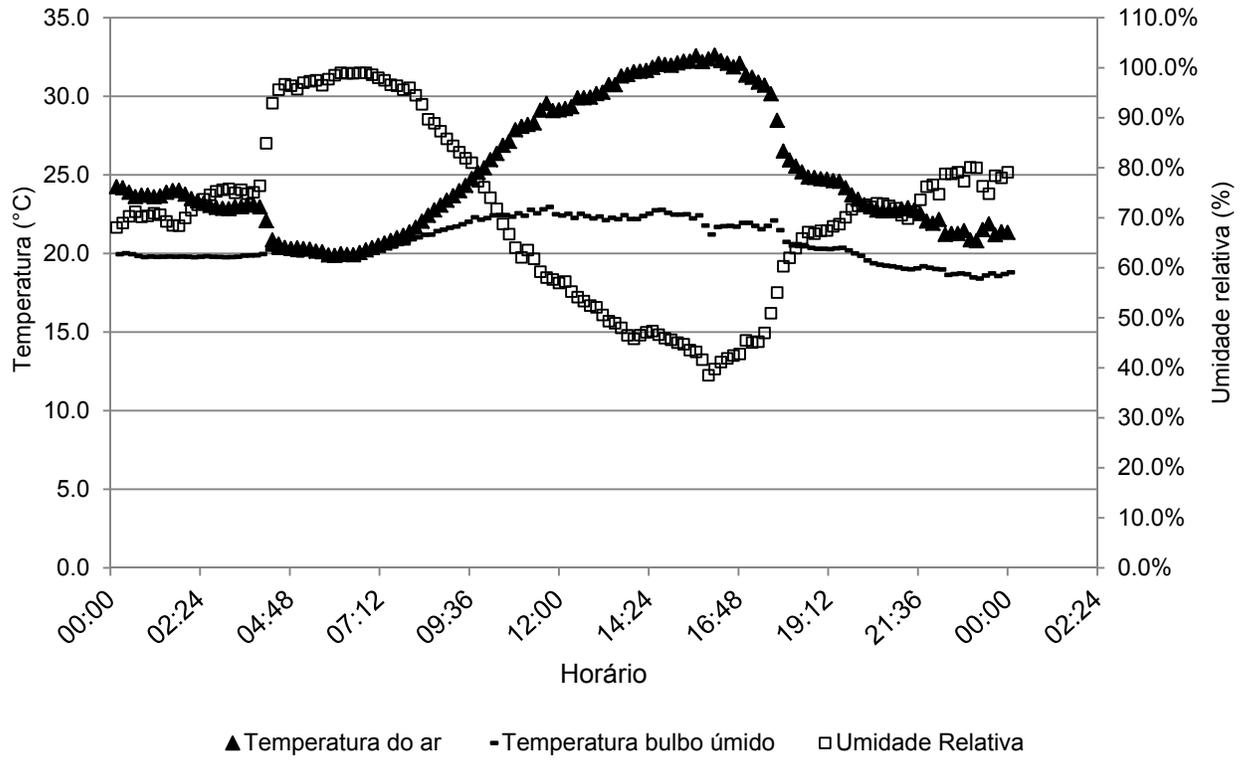


Figura 3.22 – Temperatura do ar ( $T_g$ ), temperatura de bulbo úmido ( $T_{bu}$ ) e umidade relativa ( $UR$ ) no decorrer do dia 01/11/14.

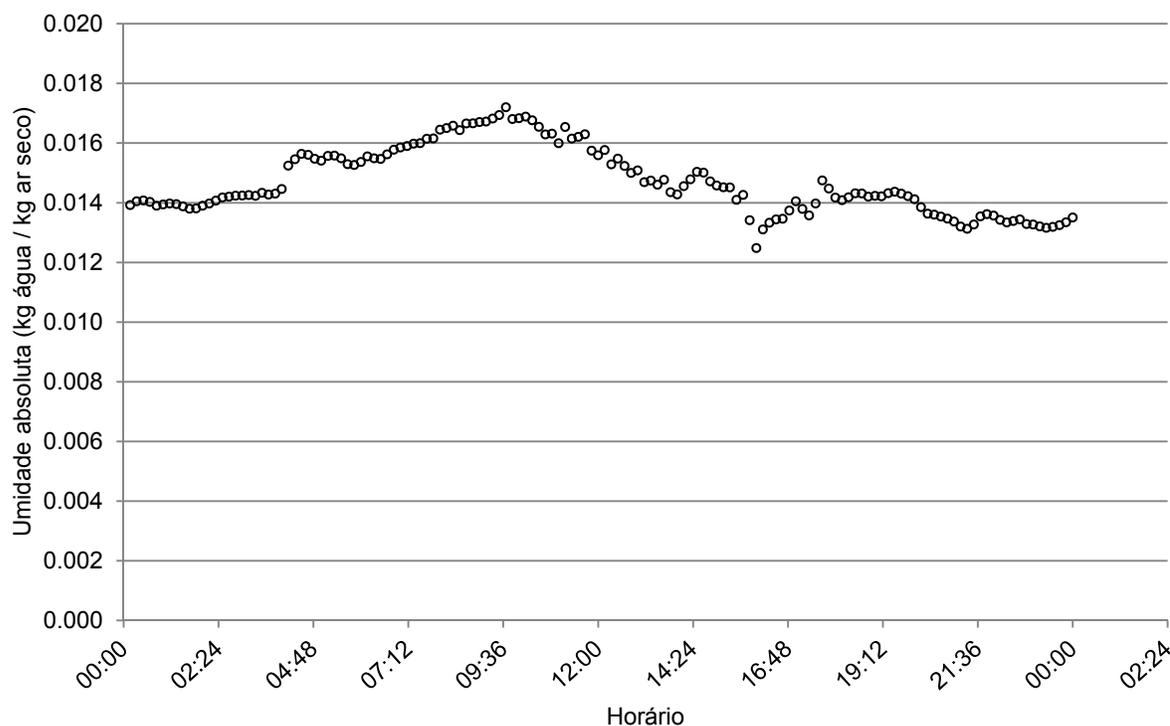


Figura 3.23 – Umidade absoluta do ar ( $w$ ) no decorrer do dia 01/11/14.

Para avaliar o comportamento do sistema de água de resfriamento, escolheu-se aleatoriamente sete momentos de umidade relativa e temperatura do ar conforme os horários mostrados na Figura 3.24.

Neste estudo de caso manteve-se constante as seguintes variáveis para que os resultados pudessem ser comparados:

- carga térmica do processo mantida constante e igual a 25.020 kW;
- a temperatura de saída da água igual a 24,0°C, e a de retorno para a torre é 50,0°C.

Para cada condição de temperatura e umidade relativa e pressão do ar, simulou-se o consumo de energia em um conjunto e uma até cinco torres operando em paralelo. Todos os resultados seguem apresentados no anexo 4.1.

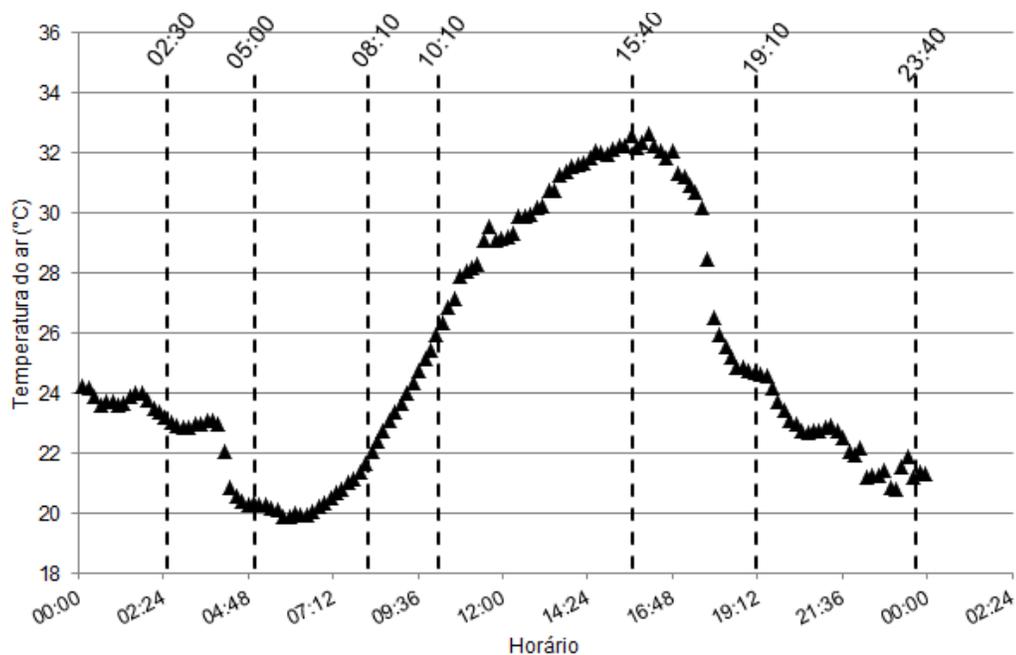


Figura 3.24 – Horários no decorrer do dia 01/11/14 que foram simulados.

Segue na Tabela 3.6 a umidade relativa, a temperatura e pressão do ar para cada um dos sete pontos simulados no decorrer do dia 01/11/14.

Tabela 3.6 – Condições do ar durante o dia 01/11/2014.

Horário	Temperatura do ar, $T_g$	Umidade relativa, $UR$	Pressão ambiente, $Pa$	Temperatura bulbo úmido, $T_{bu}$	Umidade absoluta do ar, $w$
	°C	%	Pa	°C	kg água/kg ar seco
02h30min	23,22	73,7	94.000	19,8	0,014
05h00min	20,36	95,7	94.200	19,9	0,015
08h10min	21,67	94,5	94.400	21,2	0,017
10h10min	25,97	74,0	94.100	22,4	0,017

Horário	Temperatura do ar, $T_g$	Umidade relativa, $UR$	Pressão ambiente, $Pa$	Temperatura bulbo úmido, $T_{bu}$	Umidade absoluta do ar, $w$
15h40min	32,58	43,2	93.400	22,4	0,014
19h10min	24,72	67,5	93.900	20,3	0,014
23h40min	21,19	78,4	94.200	18,6	0,013

A diferença entre a vazão do ar para os casos em que se tem uma ou duas células operando é pequena, a ponto de em alguns casos ser mais econômico se operar com uma torre ao invés de duas, como é o caso dos horários 8h10min e 10h10min, Figura 3.26. Em todos os outros casos, o consumo de energia operando com uma ou duas torres é muito próximo. Assim, para este sistema é melhor operar com uma torre ao invés de duas. Esta observação também é válida para um sistema operando com quatro e cinco células.

Para os horários 8h10min e 10h10min, comparando os casos em que se tem uma e duas torres operando, apesar de no caso em que se tem duas células operando, a vazão de ar por célula ser menor em relação ao caso em que se tem somente uma célula operando, o consumo de energia total dos dois ventiladores é maior em relação ao caso em que se tem apenas um ventilador. No caso de se ter duas torres operando, o consumo individual de cada ventilador não diminui a ponto de ser multiplicado por dois e ainda ser menor que o caso de se ter somente uma torre operando.

Comparando a operação de duas ou três torres em paralelo, nota-se uma maior diferença entre as vazões de ar em cada célula, conforme Figura 3.25, e um ganho em consumo de energia expressivo operando-se com três células ao invés de duas.

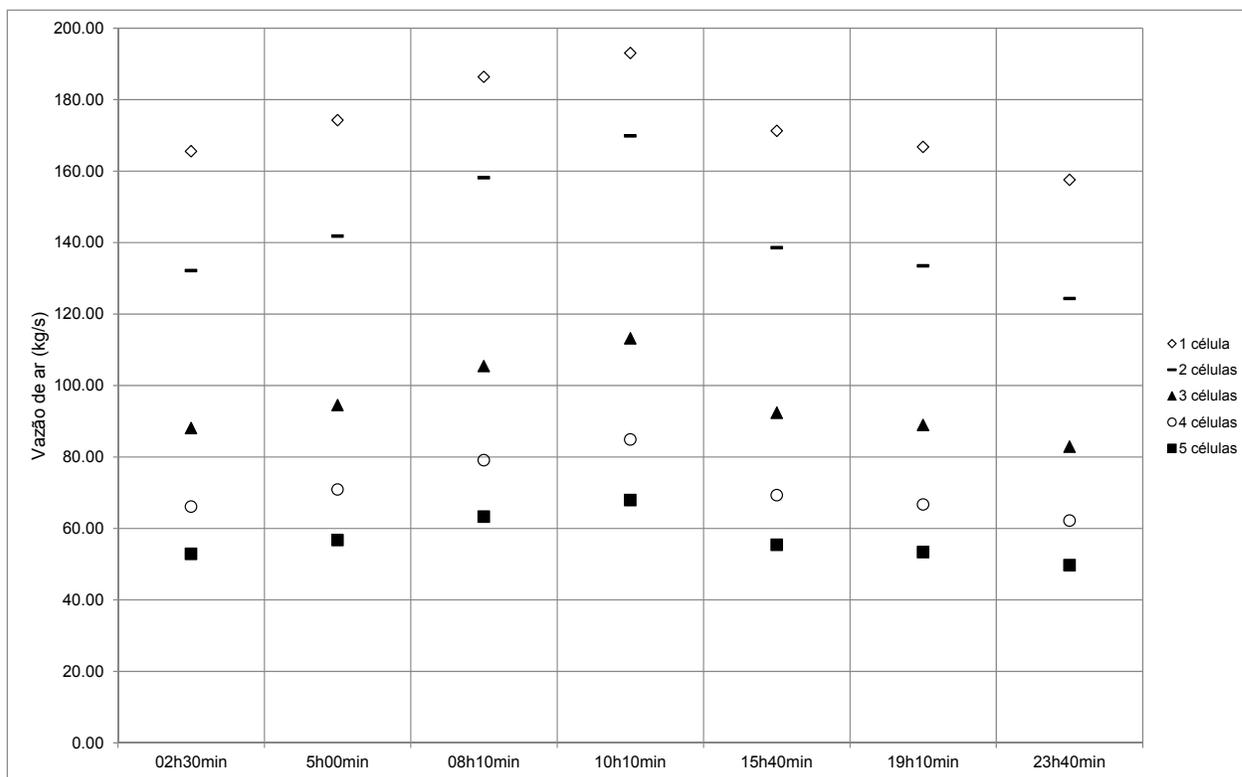


Figura 3.25 – Vazão de ar por célula no decorrer do dia 01/11/14.

Os horários de maior umidade absoluta, conforme Tabela 3.6 e Figura 3.23, são às 8h10min e 10h10min e também são os horários de maior consumo de energia no decorrer do dia.

A vazão de água não varia entre os casos simulados, pois fixou-se as temperaturas de entrada e saída da água na torre e a carga térmica do processo. Em todos os casos a vazão de água se manteve em 834,0 m<sup>3</sup>/h e o consumo de energia na bomba igual a 177,9 kW.

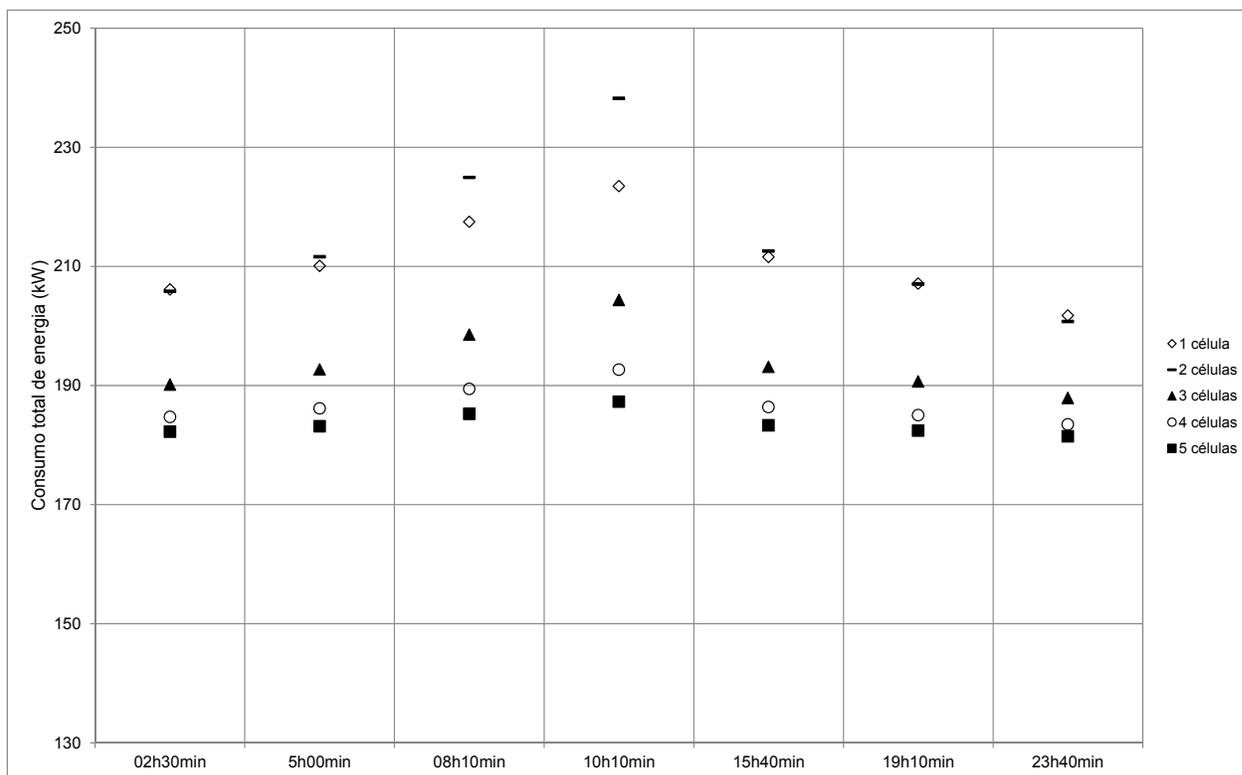


Figura 3.26 – Consumo de energia no sistema de água de resfriamento no decorrer do dia 01/11/14.

### 3.5.3 Estudo de caso: variação da carga térmica a ser retirada do processo

Em uma planta ou fábrica que utiliza água de resfriamento proveniente de torres, é comum ocorrer variação da carga térmica a ser retirada do processo por esta utilidade. As causas desta variação podem ser, por exemplo, redução da marcha de operação ou, caso as torres atendam um conjunto de fábricas, pode haver parada de parte delas para manutenção ou devido a falta de demanda do produto. Portanto, reduções na demanda por carga térmica acontecem com frequência e normalmente as condições de operação da torre, vazões de ar e água não são alteradas. Entretanto, estes casos são oportunidades para a redução do consumo de energia, seja reduzindo a vazão de ar ou

de água, ou melhor, encontrando quais as condições de operação que corresponde ao menor consumo de energia no sistema.

Considerando um conjunto de uma a cinco torres idênticas operando em paralelo com características conforme descrito na Tabela 3.5, calcula-se o consumo de energia do sistema em função da variação da carga térmica a ser retirada do sistema pela água.

As condições do ar ambiente consideradas nesta avaliação são as condições às 10h10 do dia 01/11/2014, em que a umidade absoluta é uma das mais altas:  $T_g = 25,97^\circ\text{C}$ ,  $UR = 74,0\%$ ,  $Pa = 94.100 \text{ Pa}$ ,  $T_{bu} = 22,4^\circ\text{C}$ .

Neste estudo de caso manteve-se constante a temperatura de saída da água igual a  $24,0^\circ\text{C}$ , e a de retorno para a torre é  $50^\circ\text{C}$ , portanto a vazão de água em cada caso foi dada pelo balanço de energia no processo. Caso não fosse fixada a temperatura de saída da água, em cada caso simulado teríamos que analisar o consumo de energia e o quanto diminuiu a temperatura da água. Para um fábrica, quanto mais estáveis as variáveis de processo, mais estável a operação a determinação dos pontos a serem melhorados, além de facilitar a análise e comparação entre os resultados obtidos. Portanto, decidiu-se fixar a temperatura de saída da água em todos os casos.

Para o caso de maior carga térmica e consequentemente maior vazão de água, nota-se que a situação de maior consumo de energia refere-se a duas torres operando em paralelo, conforme apresentado na Figura 3.27. Novamente, observa-se que uma torre operando consome menos energia que duas torres operando em paralelo, isso porque no caso de duas torres operando, a vazão de ar por torre não é menor em relação ao caso em que se tem uma torre, conforme observa-se no gráfico da Figura 3.28. Ao calcular o consumo de energia, um sistema com duas torres consome mais energia que um sistema com uma torre.

Todos os resultados seguem apresentados nos anexos.

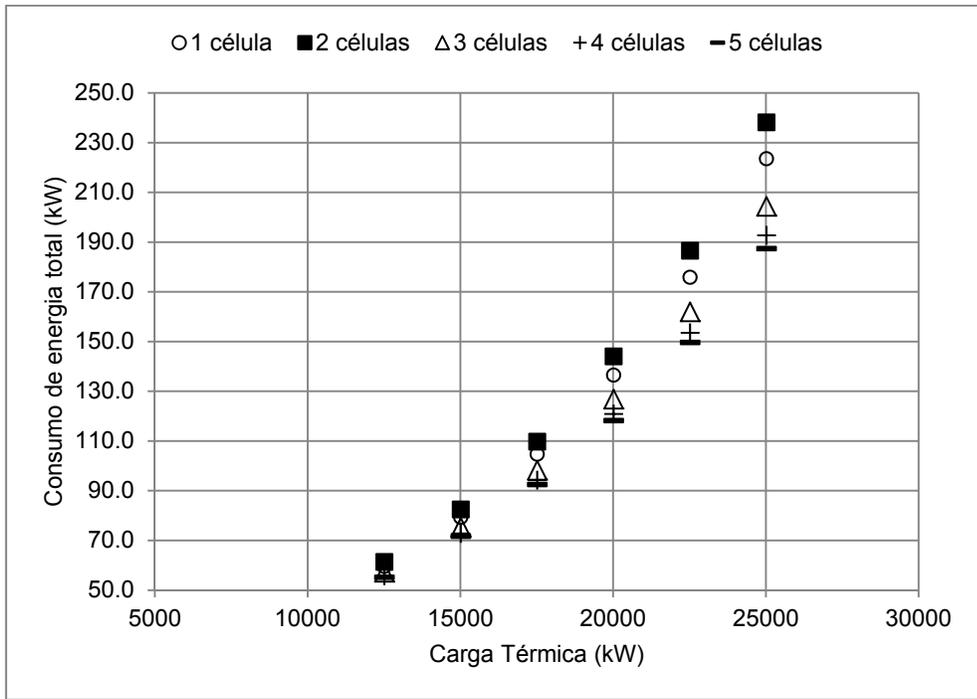


Figura 3.27 – Consumo de energia do sistema (ventilador e bomba) em função da carga térmica do processo.

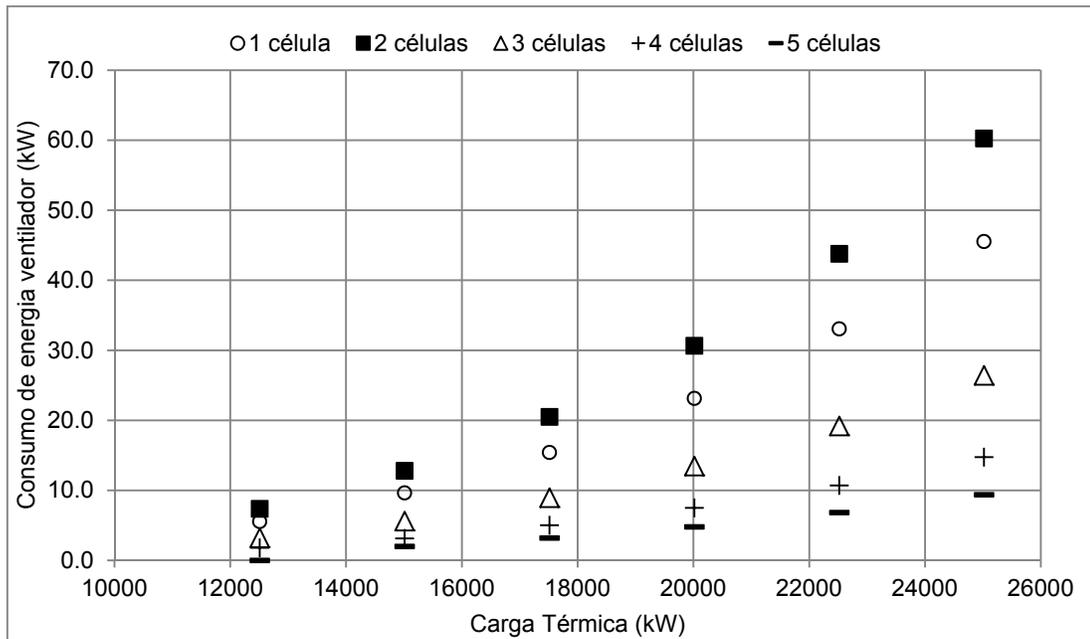


Figura 3.28 – Consumo de energia do ventilador em função da carga térmica do processo.

O consumo de energia na bomba, conforme Figura 3.29, não é alterado para cada condição de carga térmica, como era de se esperar visto que as temperaturas de entrada e saída da água na torre foram fixadas.

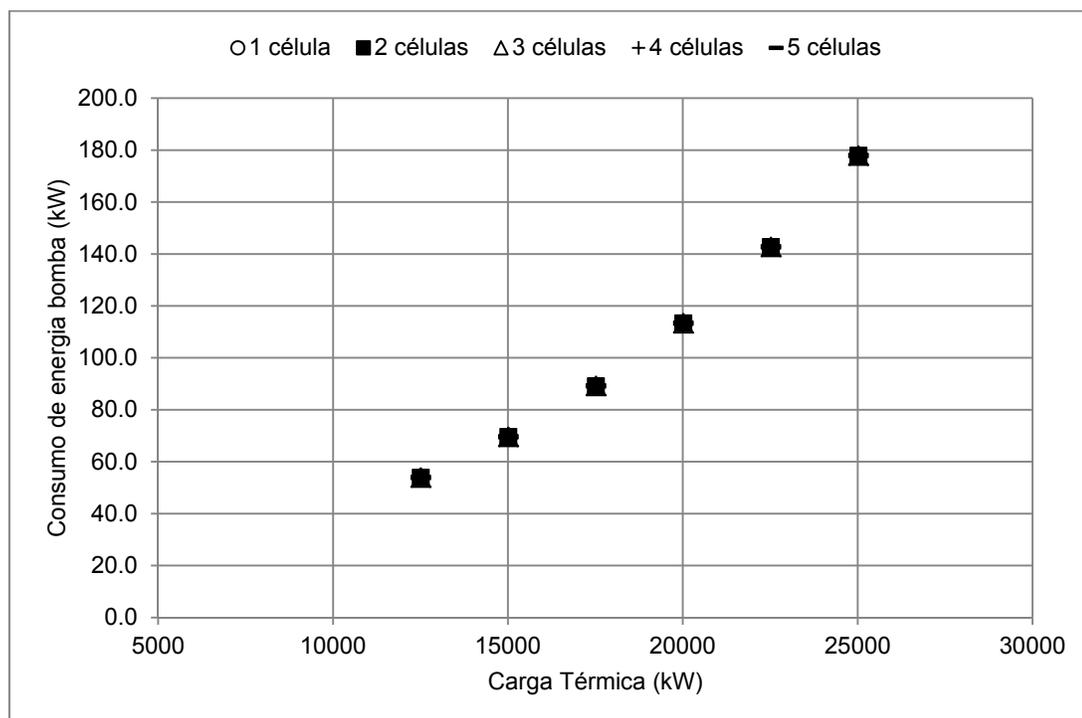


Figura 3.29 – Consumo de energia da bomba em função da carga térmica do processo.

Exceto para o caso em que se tem duas torres operando em paralelo, neste caso estudado, quanto maior o número de torres operando em paralelo, menor o consumo de energia. Para valores menores de carga térmica do processo, a diferença entre o consumo de energia em relação ao número de torres operando diminui, pois quanto menor a carga térmica, menor a vazão de água necessária para satisfazer o balanço de energia no processo e menor o consumo de energia na bomba, que representa o maior consumo de energia do sistema. Logo, para valores menores de carga térmica, a diferença entre se operar com mais torres em paralelo é pequena e talvez a melhor opção do ponto de vista operacional seja operar com um menor número de torres possível.

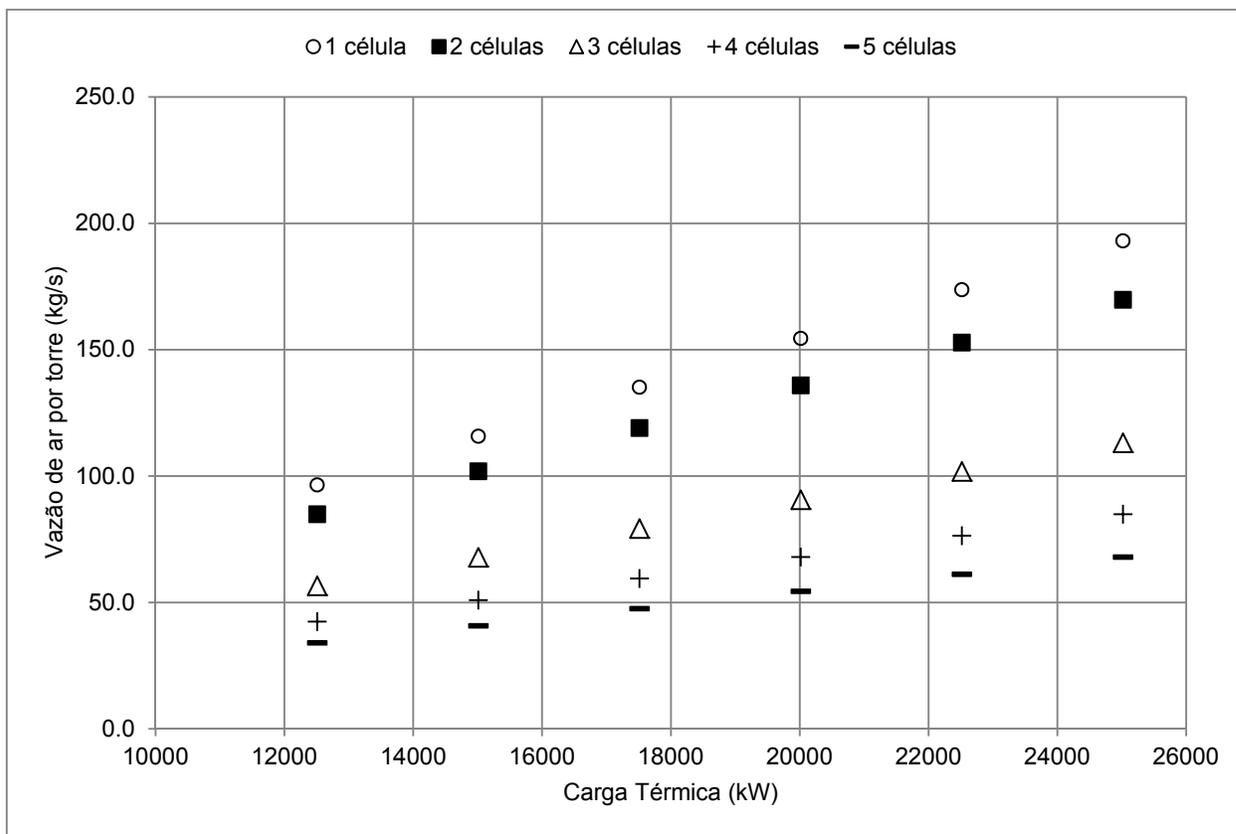


Figura 3.30 – Vazão de ar em função da carga térmica do processo.

É possível observar que a diferença entre a vazão de ar e o consumo de energia no ventilador é relevante para os casos com duas ou três torres operando. Nestes casos estudados, operar com três torres apresenta um menor consumo de energia. Já a diferença entre o consumo de energia operando-se com quatro ou cinco torres é pequena.

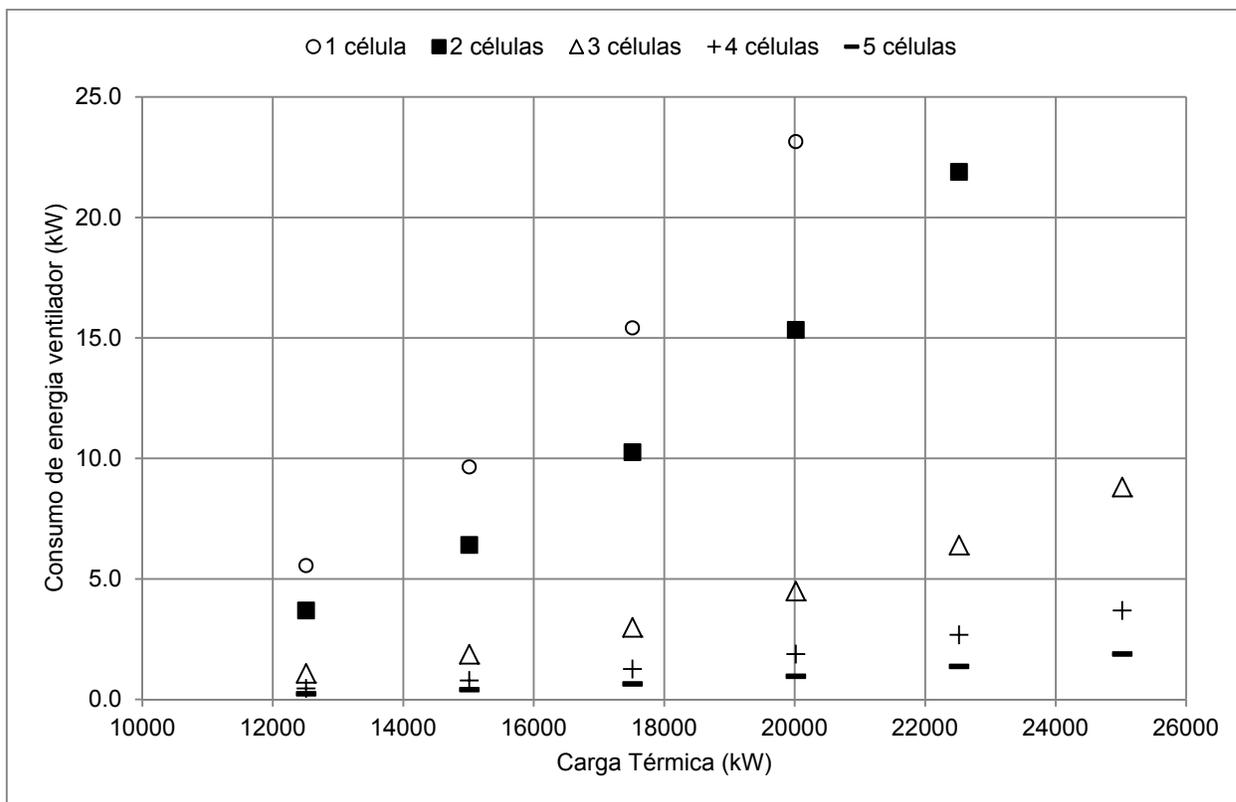


Figura 3.31 – Consumo de energia no ventilador em função da carga térmica do processo.

### 3.6. Conclusões

A otimização proposta permite que conforme ocorram alterações em condições de processos ou das condições do ar ambiente, avalie-se qual a forma de operar o sistema de torres de resfriamento contracorrente com o menor consumo de energia. O sistema estudado é composto por até cinco torres de resfriamento operando em paralelo, em que avaliou-se o consumo de energia, as vazões de ar e de água, temperatura de “*approach*”, variando-se o número de células em operação.

O consumo de energia em um sistema de torres de resfriamento é determinado majoritariamente pelo consumo de energia na bomba, que tem uma potência muito

maior em relação à potência do ventilador. Portanto, em um sistema de água de resfriamento deve-se avaliar principalmente a possibilidade de redução da vazão de água, quando o objetivo é minimizar o consumo de energia.

Para altos valores de temperatura de “*approach*”, a vazão de água aumenta para satisfazer o balanço de energia do processo, visto que a temperatura da água que sai da torre é maior. Dado que o consumo de energia total é principalmente devido ao consumo de energia na bomba, o consumo de energia do sistema aumenta também. Para valores muito baixos de temperatura de “*approach*”, ocorre um aumento relevante da vazão de ar e assim o consumo de energia no sistema também aumenta. Existe um valor ótimo para temperatura de “*approach*”, entre 3 e 4°C para o caso estudado, em que o consumo de energia do sistema é minimizado, o que coincide com as regras de projeto de torres de resfriamento.

Para o ventilador estudado e bomba estudados, a eficiência variou muito pouco.

Nos casos estudados, a operação com uma torre ao invés de duas torres em paralelo mostrou ter um consumo de energia menor, visto que operando com duas células, a vazão de ar em cada torre não é muito menor quando comparada a vazão de ar no caso em que se tem somente uma torre. Assim, o consumo de energia em um sistema com duas torres é maior quando comparado com uma torre operando, para os casos estudados. Já comparando um sistema com duas ou três torres funcionando em paralelo, a diferença na vazão de ar em cada ventilador é considerável e isso faz com que a operação com três torres seja mais econômica em relação a operação com duas torres.

A operação com quatro ou cinco torres operando em paralelo apresentou um consumo de energia próximo e considerando os custos de operação e perda de água por evaporação, deve-se avaliar se é mais econômico ou não operar com cinco ao invés de quatro torres.

Este modelo analisou as possibilidades de minimizar o consumo de energia em um sistema de torres de resfriamento contracorrente. Os custos de operação de uma torre devido a água de “*make-up*”, custos de manutenção, etc, não foram considerados neste estudo. Analisando os consumos de energia na bomba e no ventilador, é sempre mais

econômico operar com o maior número de torres possível. Exceto para o caso em que se tem duas torres disponíveis, em que na maioria dos casos estudados operar com duas torres apresentou um maior consumo de energia em relação a operação com uma torre.

## REFERÊNCIAS

AL-BASSAM, E.; ALASSERI, R.; Measurable energy savings of installing variable frequency drives for cooling towers' fans, compared to dual speed motors. Energy and buildings Research Center, 67, p. 261-266, 2013.

ASHRAE HANDBOOK, FUNDAMENTALS, Revised 2009.

ASHRAE, 2009. HVAC Systems and Equipment. *Guideline 01-2009; 39-2009*.

AXIAL FLOW FAN ENGINEERING MANUAL. Disponível em: <<http://ns96.asadal.net/~daeilaqua/index2.html>>. Acesso em 02 ago. 2014.

BRANAN, C. R.; Rules of Thumb for Chemical Engineers. Gulf Professional Publishing, 2002, p. 426.

BAKER, D. R.; SHRYOCK, H. A.; A Comprehensive Approach to the Analysis of Cooling Tower Performance. *Journal of Heat Transfer*, p.339-350, 1961.

BELL, D. M.; JOHNSON, B. M.; WERRY, E. V. Cooling Tower Performance Prediction and Improvement, vol 1 e vol 2, EPRI GS-6370. Electric Power Institute, 1990.

Carta psicrométrica. Disponível em [http://www.uigi.com/UIGI\\_SI.PDF](http://www.uigi.com/UIGI_SI.PDF). Acesso em 20 set. 2015.

CASTRO, M. M.; SONG, T. W.; PINTO, J. M. Operational cost minimization in cooling water systems. Braz. J. Chem. Eng., São Paulo, v. 17,n. 4-7,p. 649-658, Dec. 2000.

Cepagri - Centro de pesquisas Meteorológicas e Climáticas Aplicadas à Agricultura.

Disponível em: <<http://www.cepagri.unicamp.br/>>. Acesso em 30 jun.16.

CRANE CO. Flow of Fluids. Technical paper, 1982.

CROIZER, R. A.; Designing a “near optimum” cooling-water system. Chemical Engineering April 21, 1980, by McGraw-Hill, Inc. New York, N. Y.

DURAND, A. A.; SUÁREZ, R. G. S.; ROMÁN, F. J. P.; CORNEJO, A. S. G.; PARRA, L. F. V. V. Cooling water outlet temperature: evaluating the best maximum value. Chemical Engineering p. 46-50, Sep. 2012.

DYER, D. F.; O’MARY, G. C. Application of a cooling tower model for optimizing energy use. WIT Transactions on Engineering Sciences, v. 82, p. 305-312, 2014.

EXCEL SOLVER. Disponível em: <<http://www.solver.com/excel-solver-algorithms-and-methods-used>>. Acesso em 15 nov. 2014.

FERNADES, M. Proposta e comparação de um modelo fenomenológico com base em alto transporte de massa e supersaturação para torre de resfriamento de água. São Paulo: Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, 2012. 114 p. Dissertação (Mestrado)

FISENKO, S. P.; BRIN, A. A. Simulation of a crossflow cooling tower performance. Internation Journal of Heat and Mass Transfer 50, p. 3216-3223, 2007.

- FOX, R. W.; MCDONALD, A. T. *Introdução à Mecânica dos Fluidos*. Guanabara, 1985.
- INAZUMI, H.; KAGEYAMA, S. A successive graphical method of design of a crossflow cooling tower. *Chemical Engineering Science*, v. 30, p. 717-721, 1975.
- KERN, D. Q. *Process Heat Transfer*. McGraw-Hill, 1965.
- KIM, J.; SMITH, R. Automated retrofit design of cooling-water systems. *AIChE Journal*, v. 9, nº 7, p. 1712-1730, 2003.
- KLOPPERS, J. C.; KRÖGER, D. G. A critical investigation into the heat and mass transfer analysis of counterflow wet-cooling towers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.48, p.765-777, 2005.
- MALCOLM R. Stout Jr; JAMES W. Leach (2002) Cooling Tower Fan Control for Energy Efficiency, *Energy Engineering*, 99:1, 7-31, 2009.
- MAXWELL, J. B. How to avoid overestimating variable speed drive savings. *Proceedings of the Twenty-Seventh Industrial Energy Technology Conference*, New Orleans, LA, 2005.
- MILLS, A. F. *Mass Transfer*. Prentice Hall NJ, 2001.
- NAHAVANDI, A. N.; SERICO, B. J. The effect of evaporation losses in the analysis of crossflow cooling tower. *Nuclear Engineering and Design* 35, p. 269-282, 1975.

PONCE-ORTEGA, J. M.; SERNA-GONZÁLEZ, M.; JIMÉNEZ-GUTIÉRREZ, A. Optimization model for re-circulating cooling water systems. *Computer and Chemical Engineering*, p. 177-195, 2009.

PERRY, R. H.; GREEN, D. Perry's Chemical Engineers Handbook. 7<sup>th</sup> ed. New York: McGraw Hill, 1997.

PINTO, J. M.; GUT, J. A. W. Métodos Contínuos de Otimização de Processos. Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo-SP, Brasil, 2009

REID, R. C.; PRAUSNITZ, J. M.; SHERWOOD T. K. The properties of gases and liquids, 3rd ed. Mc Graw Hill, New York, 1997, Appendix A.

SMITH, R. Chemical process design and integration, volume 50. Wiley New York, 2005, 687 p.

VARIABLE SPEED PUMPING – A GUIDE TO SUCCESSFUL APPLICATIONS. *Hydraulic Institute. Europump. U.S. Department of Energy Industrial - Technologies Program Washington, D. C. EERE Information Center.* Disponível em: <[http://www1.eere.energy.gov/manufacturing/tech\\_assistance/pdfs/variable\\_speed\\_pumping.pdf](http://www1.eere.energy.gov/manufacturing/tech_assistance/pdfs/variable_speed_pumping.pdf)>. Acesso em 13 jul. 2014.

ZEMP, R. J.; WAKI, R.; SILVA, F. V. A direct formula to compute wet-bulb temperature from dry-bulb temperature and relative humidity. **XVIII Congresso Brasileiro de Engenharia Química**, p. 3158-3163, 2010.

ZIVI, S. M.; BRAND, B. B. An Analysis of the Cross Flow Cooling Tower. *Refrigerating Engineering*, p. 31-35 1956.

## 4. ANEXOS

### 4.1. Resultados da otimização da operação de um conjunto de uma e até cinco torres de resfriamento operando em paralelo conforme variações do ar ambiente ocorridas no dia 01/11/14

Os resultados obtidos para as condições de operação dos ventiladores e da bomba para cada caso estudado e apresentado no item 3.5.2, em sete condições do ar ambiente observados no dia 01/11/14 seguem descritos nas tabelas a seguir.

Resultados para às 2h30:  $T_g = 23,22^\circ\text{C}$ ,  $UR = 73,7\%$  e  $Pa = 94.000 \text{ Pa}$ .

Número de torres	$G$ (por torre) (kg/s)	$H_{\text{vent}}$ (m)	$\eta_{\text{vent}}$ (%)	$N_{\text{vent}}$ (kW)	$N_{\text{total}}$ (kW)	Água perdida por evaporação kg/s	Água de "make-up" kg/s	Água de "blowdown" kg/s
1	165,5	7,4	42,7%	28,2	206,1	4,6	7,4	2,3
2	132,1	4,6	42,6%	14,0	205,8	9,0	14,5	4,5
3	88,1	2,0	42,6%	4,1	190,1	13,5	21,7	6,8
4	66,1	1,1	42,6%	1,7	184,7	18,1	28,9	9,0
5	52,9	0,7	42,6%	0,9	182,2	22,6	36,1	11,3

Resultados para às 5h00:  $T_g = 20,36^\circ\text{C}$ ,  $UR = 95,7\%$  e  $Pa = 94.200 \text{ Pa}$ .

Número de torres	G (por torre) (kg/s)	$H_{\text{vent}}$ (m)	$\eta_{\text{vent}}$ (%)	$N_{\text{vent}}$ (kW)	$N_{\text{total}}$ (kW)	Água perdida por evaporação kg/s	Água de "make-up" kg/s	Água de "blowdown" kg/s
1	174,2	8,0	42,7%	32,2	210,1	4,6	7,3	2,3
2	141,8	5,2	42,6%	16,9	211,6	8,9	14,2	4,4
3	94,5	2,3	42,6%	4,9	192,7	13,3	21,3	6,6
4	70,9	1,3	42,6%	2,1	186,1	17,7	28,4	8,9
5	56,7	0,8	42,6%	1,0	183,1	22,2	35,5	11,1

Resultados para às 8h10:  $T_g = 21,67^\circ\text{C}$ ,  $UR = 94,5\%$  e  $Pa = 94.400 \text{ Pa}$ .

Número de torres	G (por torre) (kg/s)	$H_{\text{vent}}$ (m)	$\eta_{\text{vent}}$ (%)	$N_{\text{vent}}$ (kW)	$N_{\text{total}}$ (kW)	Água perdida por evaporação kg/s	Água de "make-up" kg/s	Água de "blowdown" kg/s
1	186,4	9,2	42,7%	39,6	217,5	4,6	7,4	2,3
2	158,2	6,5	42,6%	23,5	224,9	8,9	14,3	4,4
3	105,4	2,8	42,6%	6,9	198,5	13,3	21,4	6,7
4	79,1	1,6	42,6%	2,9	189,4	17,8	28,5	8,9
5	63,3	1,0	42,6%	1,5	185,2	22,2	35,7	11,1

Resultados para às 10h10:  $T_g = 25,97^\circ\text{C}$ ,  $UR = 74,0\%$  e  $Pa = 94.100 \text{ Pa}$ .

Número de torres	G (por torre) (kg/s)	$H_{\text{vent}}$ (m)	$\eta_{\text{vent}}$ (%)	$N_{\text{vent}}$ (kW)	$N_{\text{total}}$ (kW)	Água perdida por evaporação kg/s	Água de "make-up" kg/s	Água de "blowdown" kg/s
1	193,0	10,3	42,7%	45,6	223,5	4,7	7,5	2,3
2	169,8	7,7	42,6%	30,2	238,2	9,1	14,6	4,6
3	113,2	3,4	42,6%	8,8	204,4	13,7	21,9	6,8
4	84,9	1,9	42,6%	3,7	192,7	18,2	29,2	9,1
5	67,9	1,2	42,6%	1,9	187,3	22,8	36,5	11,4

Resultados para às 15h40:  $T_g = 32,58^\circ\text{C}$ ,  $UR = 43,2\%$  e  $Pa = 93.400 \text{ Pa}$ .

Número de torres	G (por torre) (kg/s)	$H_{\text{vent}}$ (m)	$\eta_{\text{vent}}$ (%)	$N_{\text{vent}}$ (kW)	$N_{\text{total}}$ (kW)	Água perdida por evaporação kg/s	Água de "make-up" kg/s	Água de "blowdown" kg/s
1	171,3	8,6	42,7%	33,7	211,6	4,8	7,6	2,4
2	138,6	5,4	42,6%	17,3	212,6	9,5	15,1	4,7
3	92,4	2,4	42,6%	5,1	193,1	14,2	22,7	7,1
4	69,3	1,3	42,6%	2,1	186,4	18,9	30,2	9,5
5	55,4	0,8	42,6%	1,1	183,3	23,7	37,8	11,8

Resultados para às 19h10:  $T_g = 24,72^\circ\text{C}$ ,  $UR = 67,5\%$  e  $Pa = 93.900 \text{ Pa}$ .

Número de torres	G (por torre) (kg/s)	$H_{vent}$ (m)	$\eta_{vent}$ (%)	$N_{vent}$ (kW)	$N_{total}$ (kW)	Água perdida por evaporação kg/s	Água de "make-up" kg/s	Água de "blowdown" kg/s
1	166,8	7,6	42,7%	29,2	207,1	4,7	7,5	2,3
2	133,4	4,7	42,6%	14,5	207,0	9,1	14,6	4,5
3	89,0	2,1	42,6%	4,3	190,7	13,6	21,8	6,8
4	66,7	1,2	42,6%	1,8	185,0	18,2	29,1	9,1
5	53,4	0,7	42,6%	0,9	182,4	22,7	36,4	11,4

Resultados para às 23h40:  $T_g = 21,19^\circ\text{C}$ ,  $UR = 78,4\%$  e  $Pa = 94.200 \text{ Pa}$ .

Número de torres	G (por torre) (kg/s)	$H_{vent}$ (m)	$\eta_{vent}$ (%)	$N_{vent}$ (kW)	$N_{total}$ (kW)	Água perdida por evaporação kg/s	Água de "make-up" kg/s	Água de "blowdown" kg/s
1	157,5	6,6	42,7%	23,9	201,8	4,6	7,4	2,3
2	124,3	4,0	42,6%	11,4	200,7	8,9	14,3	4,5
3	82,9	1,8	42,6%	3,3	187,9	13,4	21,5	6,7
4	62,2	1,0	42,6%	1,4	183,5	17,9	28,7	8,9
5	49,7	0,6	42,6%	0,7	181,4	22,4	35,8	11,2

#### 4.2. Resultados da otimização da operação de um conjunto de uma e até cinco torres de resfriamento operando em paralelo conforme variações na carga térmica

Os resultados obtidos para as condições de operação dos ventiladores e da bomba para cada caso estudado e apresentado no item 3.5.3, em que variou-se a carga térmica a ser retirada do processo para um sistema composto por uma, duas e até cinco torres operando em paralelo seguem descritos nas tabelas a seguir.

As condições do ar ambiente consideradas nesta avaliação são as condições às 10h10 do dia 01/11/2014, em que a umidade absoluta é a mais uma das mais altas:  $T_g = 25,97^\circ\text{C}$ ,  $UR = 74,0\%$ ,  $Pa = 94.100 \text{ Pa}$ ,  $T_{bu} = 22,4^\circ\text{C}$ .

Resultados para o caso em que se tem uma torre operando.

Carga térmica	G (por torre)	$H_{vent}$	$\eta_{vent}$	$N_{vent}$	L	AMT	$\eta_{bomba}$	$N_{bomba}$	$N_{total}$
(kW)	(kg/s)	(m)	(%)	(kW)	(m <sup>3</sup> /h)	(m)	(%)	(kW)	(kW)
25020	193,0	10,3	42,7%	45,5	834,1	67,7	177,9	84,9%	223,5
22518	173,7	8,3	42,7%	33,1	750,7	59,9	142,7	84,4%	175,8
20016	154,4	6,5	42,7%	23,1	667,2	53,0	113,3	83,4%	136,5
17514	135,1	5,0	42,7%	15,4	583,9	46,8	89,2	82,0%	104,6
15012	115,8	3,6	42,6%	9,6	500,6	41,4	69,6	79,7%	79,3
12510	96,5	2,5	42,6%	5,6	417,0	36,8	54,0	76,2%	59,5

Resultados para o caso em que se tem duas torres operando.

Carga térmica	G (por torre)	$H_{vent}$	$\eta_{vent}$	$N_{vent}$	L	AMT	$\eta_{bomba}$	$N_{bomba}$	$N_{total}$
(kW)	(kg/s)	(m)	(%)	(kW)	(m <sup>3</sup> /h)	(m)	(%)	(kW)	(kW)
25020	169,8	7,7	42,6%	30,1	834,1	67,7	177,9	0,8	238,2
22518	152,8	6,2	42,6%	21,9	750,6	59,9	142,7	0,8	186,5
20016	135,9	4,9	42,6%	15,3	667,2	53,0	113,4	0,8	144,0
17514	119,0	3,7	42,6%	10,3	583,7	46,8	89,2	0,8	109,7
15012	101,9	2,7	42,6%	6,4	500,4	41,4	69,6	0,8	82,4
12510	84,9	1,9	42,6%	3,7	417,0	36,8	54,0	0,8	61,3

Resultados para o caso em que se tem três torres operando.

Carga térmica	G (por torre)	$H_{vent}$	$\eta_{vent}$	$N_{vent}$	L	AMT	$\eta_{bomba}$	$N_{bomba}$	$N_{total}$
(kW)	(kg/s)	(m)	(%)	(kW)	(m <sup>3</sup> /h)	(m)	(%)	(kW)	(kW)
25020	113,2	3,4	42,6%	8,8	834,1	67,7	177,9	0,8	204,4
22518	101,8	2,7	42,6%	6,4	750,7	59,9	142,7	0,8	162,0
20016	90,6	2,2	42,6%	4,5	667,2	53,0	113,3	0,8	126,8
17514	79,2	1,6	42,6%	3,0	583,9	46,8	89,2	0,8	98,2
15012	67,8	1,2	42,6%	1,9	500,6	41,4	69,6	0,8	75,3
12510	56,6	0,8	42,6%	1,1	417,0	36,8	54,0	0,8	57,2

Resultados para o caso em que se tem quatro torres operando.

Carga térmica	G (por torre)	$H_{vent}$	$\eta_{vent}$	$N_{vent}$	L	AMT	$\eta_{bomba}$	$N_{bomba}$	$N_{total}$
(kW)	(kg/s)	(m)	(%)	(kW)	(m <sup>3</sup> /h)	(m)	(%)	(kW)	(kW)
25020	84,9	1,9	42,6%	3,7	834,1	67,7	177,9	84,9%	192,7
22518	76,4	1,5	42,6%	2,7	750,6	59,9	142,7	84,4%	153,5
20016	67,9	1,2	42,6%	1,9	667,2	53,0	113,4	83,4%	120,9
17514	59,5	0,9	42,6%	1,3	583,7	46,8	89,2	82,0%	94,2
15012	50,9	0,7	42,6%	0,8	500,4	41,4	69,6	79,7%	72,8
12510	42,4	0,5	42,6%	0,5	417,0	36,8	54,0	76,2%	55,8

Resultados para o caso em que se tem cinco torres operando.

Carga térmica	G (por torre)	$H_{vent}$	$\eta_{vent}$	$N_{vent}$	L	AMT	$\eta_{bomba}$	$N_{bomba}$	$N_{total}$
(kW)	(kg/s)	(m)	(%)	(kW)	(m <sup>3</sup> /h)	(m)	(%)	(kW)	(kW)
25020	67,9	1,2	42,6%	1,9	834,1	67,7	177,9	84,9%	187,3
22518	61,1	1,0	42,6%	1,4	750,7	59,9	142,7	84,4%	149,6
20016	54,4	0,8	42,6%	1,0	667,2	53,0	113,3	83,4%	118,1
17514	47,5	0,6	42,6%	0,6	583,9	46,8	89,2	82,0%	92,4
15012	40,7	0,4	42,6%	0,4	500,6	41,4	69,6	79,7%	71,6
12510	33,9	0,3	42,6%	0,2	417,0	36,8	54,0	76,2%	55,1