

SIMULAÇÃO MATEMÁTICA DE TORRES DE RESFRIAMENTO VISANDO A OTIMIZAÇÃO DO CONTROLE DE CAPACIDADE PARA A MINIMIZAÇÃO DO CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA.

Marina Castagnoli¹; Marco Antonio Soares de Paiva²

¹ Aluna de Iniciação Científica da Escola de Engenharia Mauá (EEM/CEUN-IMT);

² Professor da Escola de Engenharia Mauá (EEM/CEUN-IMT).

Resumo. Torres de resfriamento são equipamentos fundamentais no resfriamento de água de processo em diversos tipos de indústrias. O consumo de energia elétrica nelas ocorre principalmente nos ventiladores de movimentação do ar e seu valor depende de um controle eficiente da temperatura da água resfriada. Para avaliar a otimização desse sistema de controle, foi desenvolvido um modelo matemático do processo de transferência de calor e massa de uma torre de resfriamento real, instalada na cidade de São Paulo. A aplicação desse modelo permite analisar o consumo de energia elétrica do ventilador com o sistema liga-desliga de controle tradicional e, comparativamente, um sistema com controle variável de velocidade do ventilador. O trabalho aplica o modelo desenvolvido para a mesma torre de resfriamento instalada em algumas outras cidades brasileiras.

Introdução.

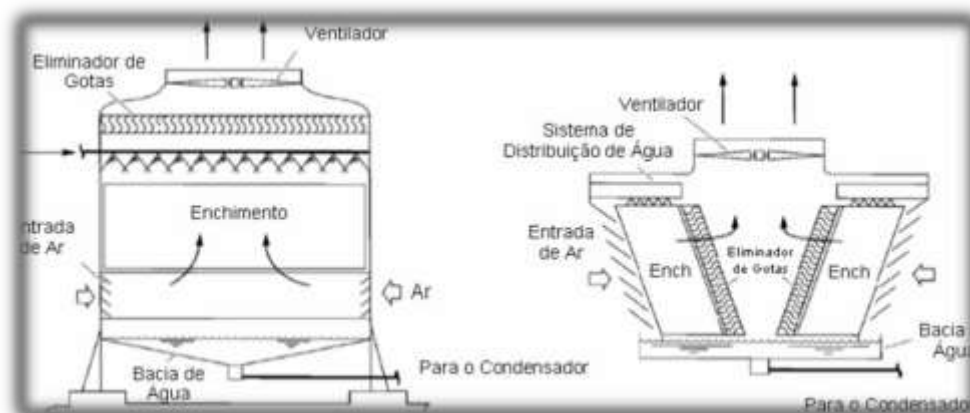
Torre de resfriamento

Torres de resfriamento são muito utilizadas em sistemas de condicionamento de ar industrial em grandes fábricas e em sistemas que, de forma similar geram certa quantidade de carga térmica durante seu funcionamento. As torres de resfriamento resfriam água de um circuito fechado através da transferência de calor sensível e da evaporação (calor latente) de água.

Existem duas principais formas construtivas utilizadas em torres de resfriamento (Figura 1), fluxo contracorrente e fluxo cruzado, ou seja, podem ser diferenciados pelo comportamento do fluxo de água e de ar.

Na torre de resfriamento de fluxo contracorrente o fluxo de água cai verticalmente após passar pelo enchimento enquanto ao mesmo tempo o fluxo de ar sobe verticalmente ocasionando a troca térmica entre o ar e a água.

Já na torre de resfriamento de fluxo cruzado o fluxo de água cai verticalmente após passar pelo enchimento, enquanto o fluxo de ar segue na horizontal, ou seja, perpendicular ao fluxo de água ocasionando a troca térmica.



Figura

As torres de fluxo contracorrente possibilitam um aumento da eficiência e menor risco da recirculação do ar. Já as torres de fluxo cruzado possuem o acesso mais fácil aos equipamentos mecânicos, e é possível a realização de torres mais baixas.

O sistema de controle mais utilizado atualmente nas torres de resfriamento é o ON/OFF. O funcionamento do ventilador é limitado por um *range* de temperatura, o mecanismo é acionado quando atinge o limite máximo de temperatura e desligado quando chega ao limite mínimo, sendo que estes valores podem variar de acordo com a necessidade de cada indústria.

A grande maioria das torres de resfriamento foram desenvolvidas há mais de 30 anos, entretanto com o avanço da tecnologia é possível aumentar a capacidade de circulação da água durante o ciclo de resfriamento.

Segundo (ROBERT, 1995), o custo para manter as torres em funcionamento são, em média, maiores que 25 milhões de dólares por ano, onde parte desse investimento acaba sendo perdido já que cerca de 65% das torres falham devido as especificações que devem ser atendidas, além da possível deficiência na capacidade ou na eficiência do equipamento.

Com isso, a função dos engenheiros é desenvolver modelos com a finalidade de otimizar o processo de resfriamento, visando diminuir os gastos sem que haja redução da eficiência das máquinas.

Materiais e Métodos

Para determinar a velocidade adequada do ventilador para cada condição operacional foi necessário desenvolver dois modelos matemáticos. O primeiro é relativo ao processamento da transferência de calor e massa da torre de resfriamento e o segundo modelo tem como função estudar o desempenho do ventilador. Entre as variáveis independentes estão propriedades psicrométricas do ar ambiente, a vazão de água, o *NUT* (Número de Unidades de Transferência) da torre e as curvas características do ventilador.

Indicadores das propriedades psicrométricas

- *Temperatura de bulbo seco (TBS)*: é a temperatura indicada por um termômetro comum.
- *Temperatura de bulbo úmido (TBU)*: é a temperatura indicada por um termômetro cujo bulbo está envolto por um pavio molhado.
- *Umidade absoluta*: massa de vapor d'água por unidade de massa de ar seco.
- *Umidade relativa*: relação entre a pressão parcial do vapor d'água e a pressão de saturação do vapor na mesma temperatura.
- *Ponto de orvalho*: temperatura na qual o vapor d'água contido no ar se condensa. Equivale à temperatura de saturação da água na pressão parcial do vapor contido.

Os modelos permitem determinar a vazão de ar requerida, a rotação do ventilador e o consumo de energia elétrica. O fluxograma da Figura 1, apresenta os módulos de simulação matemática com as principais variáveis do problema.

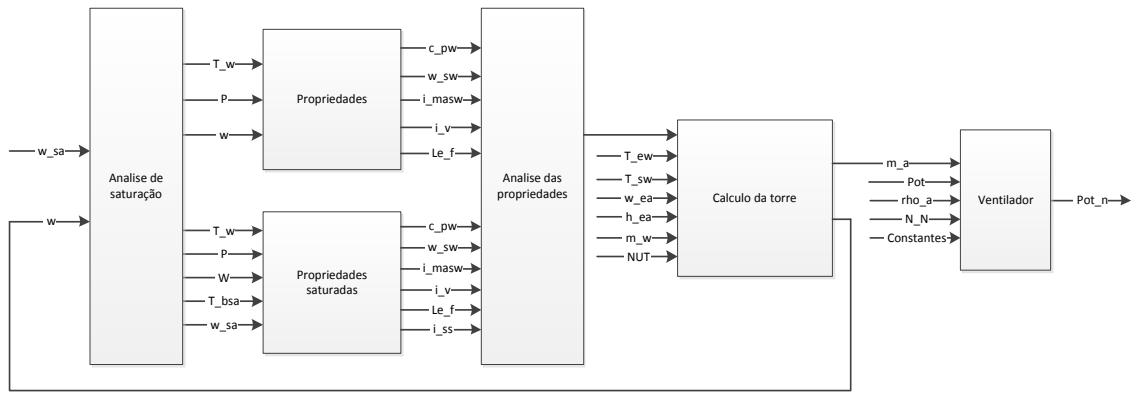


Figura 1 - Fluxograma de informações com os módulos de simulação matemática.

As hipóteses adotadas no modelo são:

- Calor específico da água é constante em toda a torre;
- Propriedades do ar ambiente constantes (simulação em uma condição operacional crítica);
- A temperatura da água de reposição é a mesma que a ambiente.

Cada bloco do fluxograma será analisado individualmente, com a apresentação das equações e análises realizadas.

Módulo de Análise da saturação do ar:

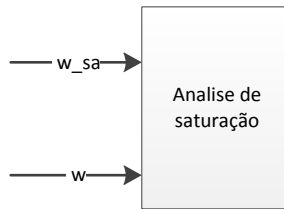


Figura 2 - Bloco de Análise de saturação

Onde, $w_{sa} \rightarrow$ umidade absoluta de saturação e $w \rightarrow$ umidade absoluta do ar.

Neste módulo foi realizado um estudo local de cada posição da torre, comparando umidade absoluta do ar e a umidade de saturação, a fim de verificar o momento em que ocorre o fenômeno de supersaturação.

Inicialmente foi considerado que não há supersaturação, no entanto caso esse fenômeno fosse constatado, uma reiteração nos cálculos tornava-se necessária.

Módulo de Propriedades:

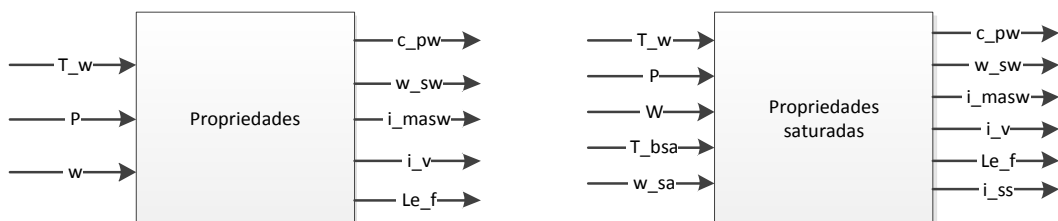


Figura 3 - Bloco de Propriedades.

Onde, $T_w \rightarrow$ Temperatura da água; $P \rightarrow$ Pressão; $T_{bsa} \rightarrow$ Temperatura de bulbo seco do ar ; $c_{pw} \rightarrow$ Calor específico da água ; $w_{sw} \rightarrow$ Umidade absoluta ; $i_{masw} \rightarrow$ Entalpia do ar ; $i_v \rightarrow$ Entalpia do vapor ; $Le_f \rightarrow$ Número de Lewis e $i_{ss} \rightarrow$ Entalpia do ar supersaturado.

Com a análise apresentada na Figura 4 anterior, foi possível determinar a rota a ser seguida, ou seja, calcular as propriedades considerando a presença ou a ausência da supersaturação.

As propriedades que não puderam ser definidas a partir das condições padrões já estabelecidas foram calculadas pelas expressões a seguir:

- Sem ocorrência do fenômeno de supersaturação

$$Le_f = 0,865^{0,667} \cdot \left[\frac{\ln \left(\frac{w_{sw} - 0,622}{w - 0,622} - 1 \right)}{\ln \left(\frac{w_{sw} - 0,622}{w - 0,622} \right)} \right]$$

- Com ocorrência do fenômeno de supersaturação

$$Le_f = 0,865^{0,667} \cdot \left[\frac{\ln \left(\frac{w_{sw} - 0,622}{w_{sa} - 0,622} - 1 \right)}{\ln \left(\frac{w_{sw} - 0,622}{w_{sa} - 0,622} \right)} \right]$$

$$i_{ss} = i_{massa} + (w - w_{sa}) \cdot c_{pw} \cdot T_{bsa}$$

Módulo da Transferência de Calor e Massa da torre:

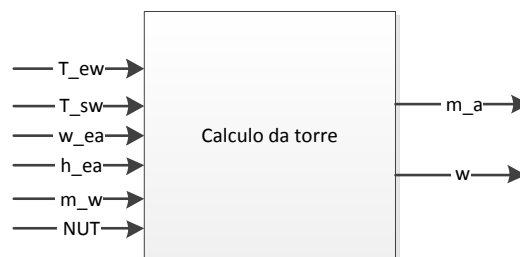


Figura 4 - Bloco do Cálculo da torre.

Onde, $T_{ew} \rightarrow$ Temperatura da água na entrada da torre de resfriamento; $T_{sw} \rightarrow$ Temperatura da água na saída da torre de resfriamento; $w_{ea} \rightarrow$ Umidade absoluta do ar na entrada da torre de resfriamento; $h_{ea} \rightarrow$ Entalpia do ar na entrada da torre de resfriamento; $m_w \rightarrow$ vazão mássica de água; $m_a \rightarrow$ vazão mássica de ar e $NUT \rightarrow$ Número de unidades de transferência.

Neste módulo foi realizada a simulação matemática da torre de resfriamento, tendo como principal objetivo determinar a vazão mássica de ar necessária para obtenção da capacidade de resfriamento requerida. As equações utilizadas foram:

$$NUT = M_{ep} \cdot m_w$$

- Sem ocorrência do fenômeno de supersaturação

$$\frac{dw}{dT_w} = \frac{c_{pw} \cdot \frac{m_w}{m_a} \cdot (w_{sw} - w)}{i_{masw} - i_{ma} + (Le_f - 1) \cdot [i_{masw} - i_{ma} - (w_{sw} - w) \cdot i_v] - (w_{sw} - w) \cdot c_{pw} \cdot T_w}$$

$$\frac{di_{ma}}{dT_w} = c_{pw} \cdot \frac{m_w}{m_a} \cdot \left(1 + \frac{c_{pw} \cdot T_w \cdot (w_{sw} - w)}{i_{masw} - i_{ma} + (Le_f - 1) \cdot [i_{masw} - i_{ma} - (w_{sw} - w) \cdot i_v] - (w_{sw} - w) \cdot c_{pw} \cdot T_w} \right)$$

$$\frac{dMe_p}{dT_w} = \frac{m_a}{m_w \cdot (w_{sw} - w)} \cdot \frac{dw}{dT_w}$$

- Com ocorrência do fenômeno de supersaturação

$$\frac{dw}{dT_w} = \frac{c_{pw} \cdot \frac{m_w}{m_a} \cdot (w_{sw} - w_{sa})}{i_{masw} - i_{ss} + (Le_f - 1) \cdot [i_{masw} - i_{ss} - (w_{sw} - w_{sa}) \cdot i_v + (w - w_{sa}) \cdot c_{pw} \cdot T_w] + (w_{sw} - w_{sa}) \cdot c_{pw} \cdot T_w}$$

$$\frac{di_{ma}}{dT_w} = c_{pw} \cdot \frac{m_w}{m_a} \cdot \left(1 + \frac{c_{pw} \cdot T_w \cdot (w_{sw} - w_{sa})}{i_{masw} - i_{ss} + (Le_f - 1) \cdot [i_{masw} - i_{ss} - (w_{sw} - w_{sa}) \cdot i_v + (w - w_{sa}) \cdot c_{pw} \cdot T_w] + (w_{sw} - w_{sa}) \cdot c_{pw} \cdot T_w} \right)$$

$$\frac{dMe_p}{dT_w} = \frac{m_a}{m_w \cdot (w_{sw} - w_{sa})} \cdot \frac{dw}{dT_w}$$

Módulo do ventilador:

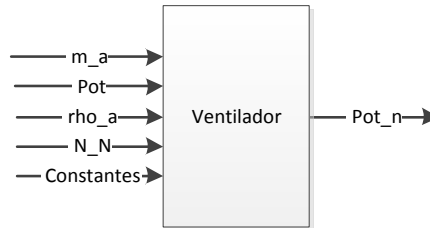


Figura 5 - Bloco do ventilador

$Pot \rightarrow$ Potência do ventilado; $\rho_a \rightarrow$ Densidade do ar; $N_N \rightarrow$ Rotação nominal do ventilador; $Pot_n \rightarrow$ Potência consumida pelo ventilador e $Constantes \rightarrow$ Constantes das curvas do ventilador.

Com a vazão mássica de ar obtida foi possível determinar a rotação necessária do ventilador que foi realizado com o uso de parâmetros adimensionais. Com a rotação, pode-se determinar a potência requerida para a realização do ciclo de resfriamento completo.

Os cálculos foram efetuados seguindo as equações abaixo:

$$\Delta P_{vent} = a_1 \cdot Q^3 \cdot \left(\frac{1}{N} \cdot N_N \right) + a_2 \cdot Q^2 + a_3 \cdot Q \cdot \left(\frac{N}{N_N} \right) + a_4 \cdot \left(\frac{N^2}{N_N^2} \right)$$

$$\Delta P_{torre} = b_1 \cdot Q^2 + b_2 \cdot Q + b_3$$

$$\frac{\Delta P_{ot}}{N^3} = f\left(\frac{Q}{N}\right) = c_1 \cdot \left(\frac{Q}{N}\right)^3 + \frac{c_2}{N_N} \cdot \left(\frac{Q}{N}\right)^2 + \frac{c_3}{N_N^2} \cdot \left(\frac{Q}{N}\right) + \frac{c_4}{N_N^3}$$

Em seguida foi desenvolvido um modelo matemático de uma torre de resfriamento de fluxo contracorrente implementada no ambiente de programação EES (“Engineering Equation Solver”).

Os resultados obtidos com as simulações realizadas utilizando o modelo desenvolvido foram sumarizados na tabela 1, que identificam a precisão conforme o método de integração realizado.

Tabela 1 – Efeito do método de integração no resultado da simulação de torre de resfriamento contracorrente.

	Nut(calculado)	Nut(teórico)	Erro [%]
Runge-Kutta	22,58	20,00	12,90
Trapezoidal	22,53	20,00	12,65
EES	22,54	20,00	12,70

De forma análoga, foram realizadas também simulações matemáticas para torres de resfriamento de fluxo cruzado.

Dada a grande abrangência do modelos desenvolvidos para torres de fluxo cruzado e também pela escassez de informações disponíveis de uma torre comercial, as análises finais de consumo do ventilador foram efetuadas apenas para uma torre de resfriamento de fluxo contracorrente.

Para a implementação do sistema de controle foi aplicado o método de integração por Runge-Kutta, pois seus resultados são precisos e sua implementação é simples, permitindo uma melhor análise do potencial do sistema de controle.

A avaliação do consumo de energia elétrica para cada uma das filosofias de controle, sendo elas a de controle variável do ventilador e a do controle “liga-desliga” analisadas seguem o fluxograma representado na Figura 7.

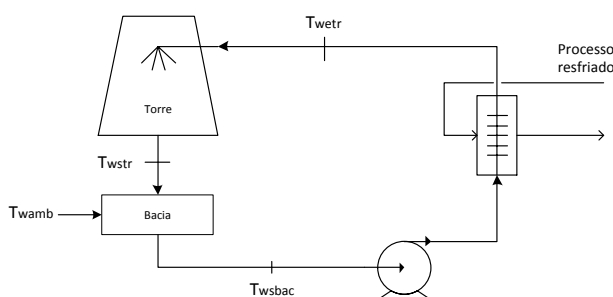


Figura 7 - Sistema de resfriamento.

As análises foram realizadas para uma torre operando na sua condição nominal e nas condições ambientes críticas para a qual ela foi projetada.

Resultados e Discussão

Após os modelos matemáticos do controle da torre de resfriamento ser desenvolvidos foi de suma importância adquirir os parâmetros de entrada necessários para que o programa pudesse convergir, para isso primeiramente foram empregados dois modelos a fim de calcular a temperatura média em cada hora do dia, um para a cidade de São Paulo e outro para as demais cidades, sendo elas: Brasília, Curitiba, Florianópolis, Fortaleza e Manaus. Sendo que para São Paulo a TBS e a umidade relativa foram fornecidas num intervalo de 3 horas pelo

INPE. Enquanto no cálculo as demais horas foram realizadas interpolações levando em consideração os parâmetros de maior influência segundo (TRANSACTIONS, 2002).

Já para as demais cidades o cálculo da temperatura foi estimado segundo (ABNT NBR 16401-1, 2008) com auxílio do (ASHARAE, 2002).

No entanto o modelo desenvolvido não convergiu em todas as situações na qual foi submetido, ocasionando em alguns erros que serão apresentados na Tabela 2 , além de exibir a mensagem vide Figura 8.

Tabela 2 – Análise da causa dos possíveis erros no modelo.

Situação*	Possível Causa
TBU baixas	A torre foi dimensionada para suportar um limite de vazão mássica de água menor do que o necessário aumentar para que o programa.
Aumento no fator de carga	Seria necessário uma potência mais elevada do que a disponível pelo ventilador para que ocorresse o resfriamento .
Diminuição no fator de carga	Potência disponível do ventilador foi insuficiente para realizar o resfriamento da água.

*Não foi possível corrigir os erros pois implicaria em uma alteração das características da torre disponibilizadas pela Empresa, fugindo do escopo da pesquisa.



Figura 8 – Mensagem de erro que o programa exibe quando não há convergência do modelo.

Em consequência dos erros optou-se por apresentar a relação do consumo de energia elétrico entre as cidades de São Paulo e Manaus.

Para o sistema de controle “liga-desliga” foram analisadas dois *ranges* operacionais ($T_{\text{água,max}} - T_{\text{água,min}}$): Tset-point $\pm 2^{\circ}\text{C}$ e Tset-point $\pm 1^{\circ}\text{C}$, sendo as variáveis independentes as temperaturas médias em cada hora do dia durante cada mês do ano de 2008 nas cidade de São Paulo e Manaus. Os resultados são apresentados na figura 9.

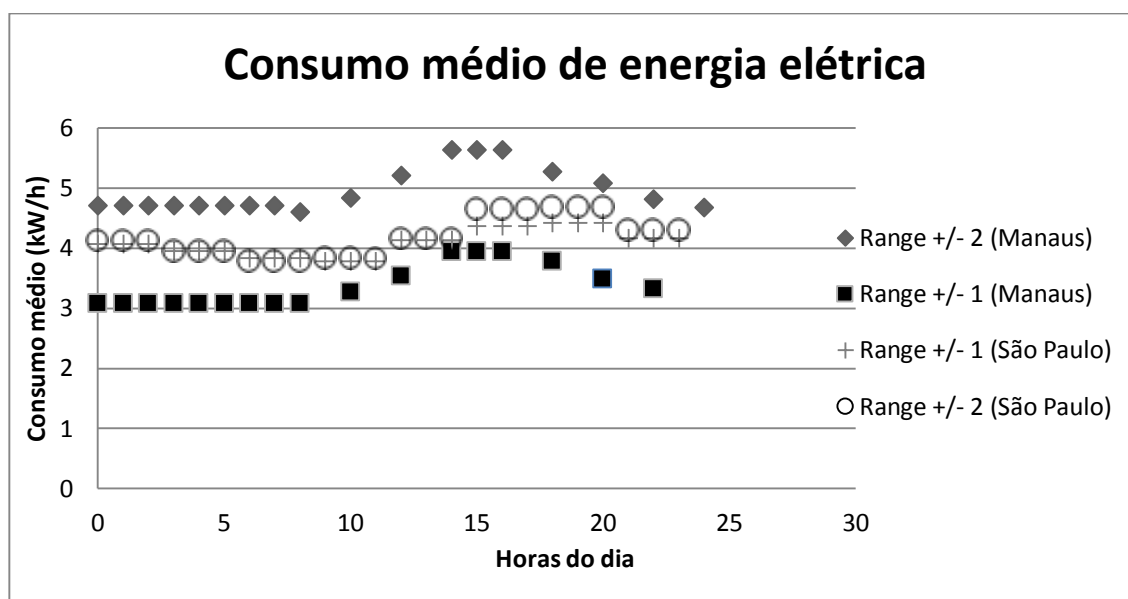


Figura 9 – Consumo médio de energia elétrica hora a hora no período do ano 2008.

Sabendo que Manaus possui temperaturas extremas, a variação do consumo médio de energia elétrica ao longo do ano de 2008 com *range* de $\pm 2^{\circ}\text{C}$ e de $\pm 1^{\circ}\text{C}$ também se mostrou extremista, apresentando um alto desvio padrão em comparação com os resultados obtido da cidade de São Paulo, vide tabela 3.

Tabela 3 – Desvio padrão do consumo médio de energia elétrica.

Cidade	$\pm 2^{\circ}\text{C}$	$\pm 1^{\circ}\text{C}$	Diferença entre o desvio padrão
São Paulo	0,8244	0,7928	0,0316
Manaus	0,8131	0,9133	0,1002

Enquanto ao longo do dia em São Paulo a variação do range pouco afeta o consumo de energia, em Manaus o mais favorável seria que a torre trabalhasse na faixa de $\pm 1^{\circ}\text{C}$ a fim de ser mais econômica.

Também foi analisado a potência média necessária pelo ventilador para que a água fosse resfriada dentro das condições de contorno impostas inicialmente, sendo uma delas a potência máxima disponível do ventilador cujo valor é de 6,53kW. Demonstrado na figura 10.

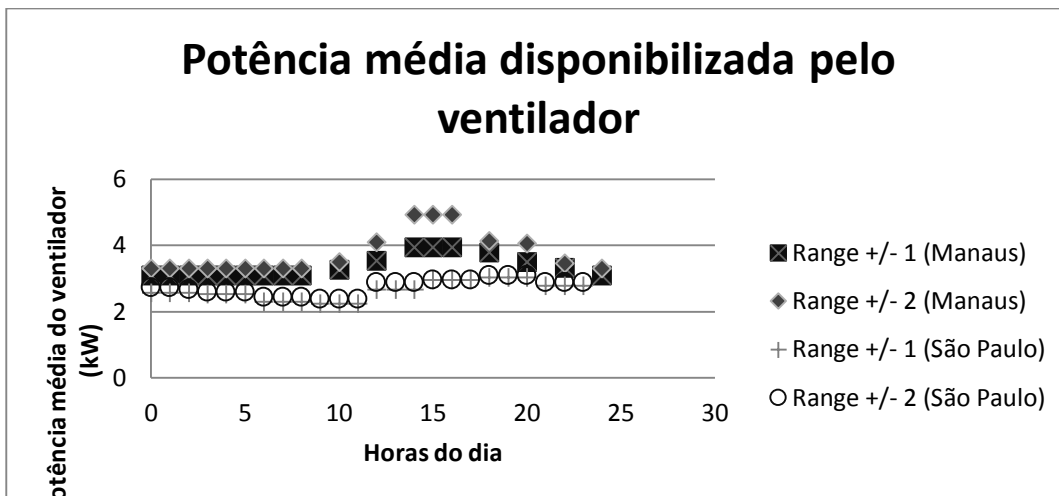


Figura 10 – Potência média disponibilizada pelo ventilador hora a hora no período do ano de 2008.

Como já era de se esperar a potência exigida em Manaus é maior do que a de São Paulo devido o aumento de temperatura decorrente das características geográficas da região. A última etapa foi examinar a vazão volumétrica do ar necessária para realizar o resfriamento da água em função da potência requerida pelo ventilador, demonstrado na figura 11. A simulação foi realizada com o *range* de $\pm 2^{\circ}\text{C}$ por apresentar os valores mais críticos em ambos os casos.

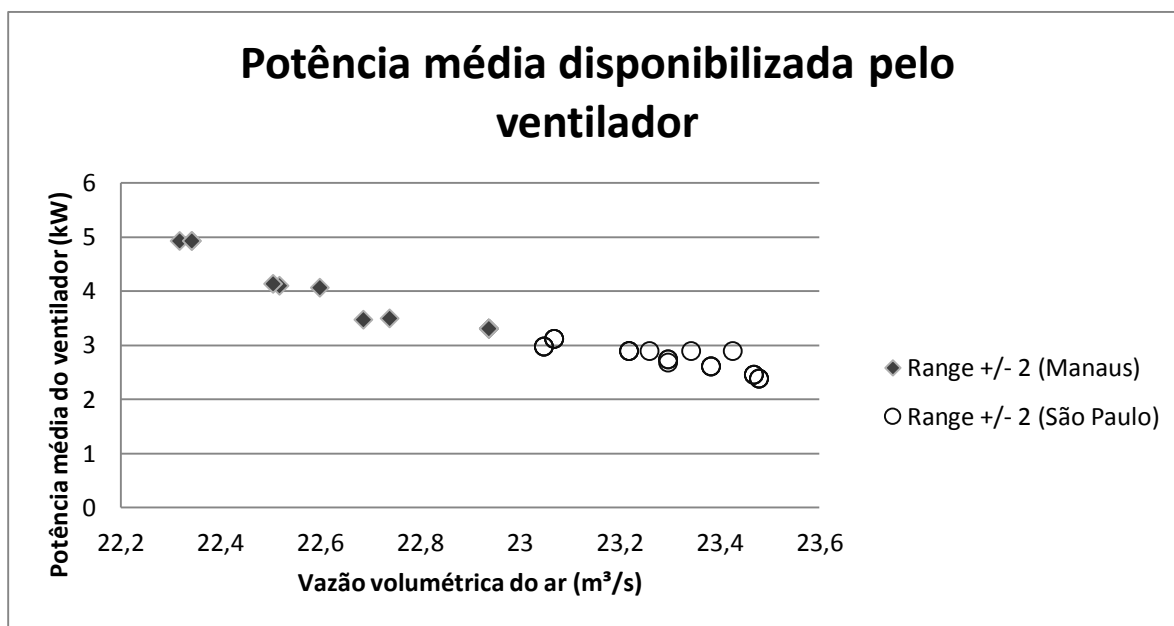


Figura 11 – Influência da vazão volumétrica de entrada do ar na potência do ventilador.

Como o ar é responsável por resfriar uma parcela da água, quanto menor a vazão volumétrica do mesmo, maior deve ser a potência requerida pelo ventilador e vice-versa, sendo assim estes elementos tem como função compensar as possíveis deficiências um do outro.

Para o segundo tipo de controle (ventilador com velocidade variável), o modelo matemático desenvolvido não foi capaz de simular o comportamento da torre, pois não foi aceito como parâmetro de entrada temperaturas de bulbo úmido abaixo de 22°C , restringindo o projeto, desta forma o foco se manteve em analisar as características do controle “liga-desliga” visando a otimização do sistema.

Conclusões

Ao término das simulações, foi constatado que embora as cidades como Manaus - cuja temperatura e umidade relativa são altas – possuam um elevado consumo de energia elétrica durante o processo de resfriamento, esse fator pode ser contornado diminuindo o *range* de trabalho da torre. Além disso, como a vazão do ar e a potência do ventilador estão diretamente relacionadas, dependendo da região na qual a torre for instalada é possível compensar o ventilador com uma maior entrada de ar, isto é, não é preciso que o sistema trabalhe no máximo fator de carga gerando menores gastos anualmente.

Referências Bibliográficas

ABNT NBR 16401-1. **Instalação de ar-condicionado - Sistemas centrais e unitários. Parte 1: Projeto das instalações.** [S.l.]. 2008.

FERRAZ, F. Torres de Resfriamento, 2008. Disponível em:
<<http://fabioferrazdr.files.wordpress.com/2008/08/torres-de-resfriamento.pdf>>. Acesso em: 20 Junho 2013.

KLOPPERS, J. C. **A Critical Evaluation and Refinement Of The Performance Prediction of Wet-Cooling Towers.** Stellenbosh: University of Stellenbosh, 2003.

PIERCE, D. J. **Evaluation and Performance Prediction of COoling Tower Rain Zones.** Setellenbosh: University of Stellenbosh, 2007.

ROBERT, B. **Cooling Towe Technology - Maintence, upgrading and rebuilding.** 3ª Edição. ed. [S.l.]: The Fairmont Press, Inc, 1995.

TRANSACTIONS, A. **An Improved Cooling Tower ALgorithm for the CoolTool™ Simulation Model.** Atlanta: [s.n.], 2002.