

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

Mário Sergio Moreira Lopes Junior¹; Marco Antonio Soares de Paiva²

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

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

Resumo. O trabalho apresenta o desenvolvimento de modelo matemático do processo termofluido que ocorre em torres de resfriamento de água com o propósito principal de implementar um sistema aprimorado de controle de velocidade do ventilador, mais eficiente que o utilizado atualmente (liga-desliga). Com o modelo desenvolvido, foi investigada a influência do tipo de controle no consumo do ventilador. Os resultados apontam que há oportunidades de redução de consumo de energia, sendo que a redução percentual de consumo energético é mais significativa para situações em que a carga de resfriamento da água é menor.

Introdução

Torre de resfriamento

Tanto o ponto de vista ecológico quanto econômico, não é aconselhável que a água utilizada no resfriamento de processos seja descartada para rios ou esgotos. A prática usual é fazer a água de resfriamento circular por circuito fechado que contém um equipamento denominado torre de resfriamento, que propicia a transferência de calor e massa da água para o ar atmosférico. O processo de evaporação da água para o ar é o responsável pelo abaixamento de sua própria temperatura.

Torres de resfriamento são muito utilizadas em sistemas de condicionamento de ar de grande porte, em grandes fábricas e outros sistemas com carga de resfriamento mais elevada.

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

Na torre de resfriamento de fluxo contracorrente, a água cai verticalmente após passar pelo enchimento enquanto o ar ascende verticalmente, ocasionando a troca térmica entre o ar e a água.

De outra forma, na torre de resfriamento de fluxo cruzado, a água cai verticalmente após passar pelo enchimento, enquanto ar se movimenta na direção horizontal, ou seja, perpendicularmente ao fluxo de água.

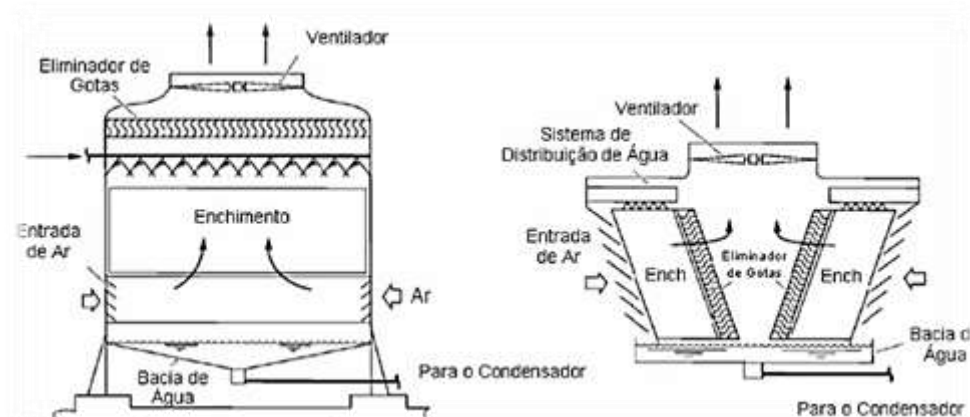


Figura 1 - Torre de resfriamento contracorrente e fluxo cruzado (CENPEQ, 2006).

Cada forma construtiva tem suas próprias vantagens, mas nas torres de fluxo contracorrente é possível obter maior eficiência e menor risco de recirculação de ar. Nas torres de fluxo cruzado, por outro lado, o acesso aos componentes mecânicos é mais fácil, e é possível a obtenção de torres mais baixas.

Atualmente o sistema de controle mais utilizado nas torres de resfriamento é o liga-desliga. Ele define o “range” operacional da temperatura de água resfriada, ou seja, o valor mínimo e o máximo da temperatura da água na saída da torre.

Revisão bibliográfica

Em 1925, Dr. Frederick Merkel propôs uma teoria de evaporação e transferência de calor, onde há contato da água com o ar que circulam em sentido contracorrente, produzindo o resfriamento da água. Merkel utilizou hipóteses para simplificar seu modelo, constituído por um sistema de equações diferenciais ordinárias. Conhecidas as condições de contorno do ar e da água, é possível resolver o problema. Merkel utilizou o método de quatro pontos de Tchebycheff.

Em 1943, uma empresa fabricante de torres utilizou os conceitos de unidade de transferência (NUT), comum no cálculo de trocadores de calor, também para torres de resfriamento. O NUT da torre foi apresentado como função da relação entre a vazão mássica de líquido e a de ar (L/G), permitindo reproduzir a curva de demanda da torre de resfriamento. Para aprimorar o método, foram introduzidos fatores de correção.

Benton (1989) mostrou que os métodos de integração de Gauss e de Lobatto são superiores ao método de quatro pontos de Tchebycheff. Em 1991 desenvolveu um modelo mais exato quando comparado ao de Merkel; o sistema não necessita de fatores de correção de temperatura e ele denominou seu método de “Exato”.

Como visto anteriormente, ao longo dos anos foram desenvolvidos modelos matemáticos e algoritmos de simulação de torres de resfriamentos (CTSAs), que podem se diferenciar tanto pelo modelo quanto pelo algoritmo de solução utilizados. Os modelos matemáticos apresentados na literatura podem ser de natureza teórica e empírica. Os trabalhos mais recentes têm se concentrado na criação de algoritmos mais velozes.

A precisão dos modelos matemáticos e algoritmos é usualmente avaliada comparando os resultados com os dados fornecidos pelo fabricante. Os resultados indicam que os modelos empíricos necessitam de menos processamento computacional, permitindo menores tempos para simulação, conforme pode ser observado na Tabela 1 e Tabela 2 a seguir

Tabela 1- Comparação do tempo de processamento (ASHRAE, 2002) com os vários modelos.

DOE 2.2	1,00
Merkel	5,49
NTU	3,17
Exact	100,9
New	0,0015

Tabela 2 - Comparação da precisão dos modelos (ASHRAE, 2002).

	DOE 2.2	Merkel	NTU	EXACT	NOVO
Erro médio	0,0	0,1	0,2	0,1	0,0
Erro máximo	1,7	1,6	3,9	1,4	0,9
Desvio Padrão	0,4	0,4	1,0	0,4	0,3

Como pode se observar nas tabelas, os modelos teóricos necessitam de maior capacidade computacional, ou seja, precisam de mais tempo para processar os dados.

Entre os métodos analisados, os teóricos podem ser divididos em dois grupos: os que necessitam de integração de uma ou mais equações diferenciais, como o método Exato, e os que exigem apenas a avaliação de uma equação simples que é o caso dos métodos de Merkel e NTU.

Material e Métodos

Para determinar a velocidade ótima do ventilador para cada condição operacional foi necessário desenvolver um modelo matemático do processo de transferência de calor e massa da torre de resfriamento e outro modelo para o desempenho do ventilador. Como variáveis independentes encontram-se as propriedades psicrométricas do ar ambiente, a vazão de água, o “NUT” da torre e as curvas características do ventilador. O modelo permite determinar a vazão de ar requerida, a rotação do ventilador e o consumo de energia elétrica. O fluxograma de informações, Figura 2 a seguir, apresenta os módulos de simulação matemática com as principais variáveis do problema.

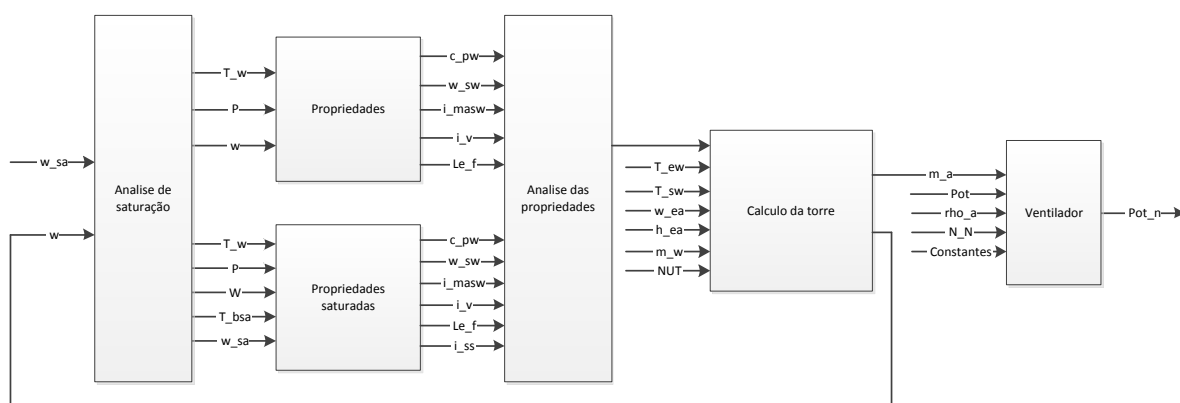


Figura 2 - Fluxograma de informações com os módulos de simulação matemática.

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:

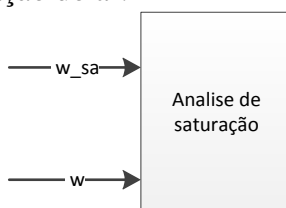


Figura 3 - Bloco de Análise de saturação

w_{sa} - umidade absoluta de saturação

w - umidade absoluta do ar

Neste módulo é realizada localmente em cada posição da torre, a comparação entre a umidade absoluta do ar e a umidade de saturação, para que seja possível verificar a ocorrência do fenômeno de supersaturação.

Inicialmente é admitido que este fenômeno não ocorra. Dependendo do resultado, se a supersaturação é constatada, utiliza-se então, na reiteração de cálculos, o modelo de supersaturação.

Módulo de Propriedades:

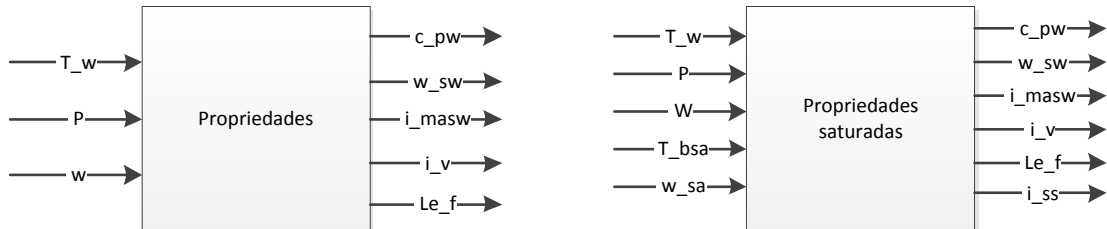


Figura 4 - Bloco de Propriedade.

T_w - Temperatura da água	i_masw - Entalpia do ar
P - Pressão	i_v - Entalpia do vapor
T_bsa - Temperatura de bulbo seco do ar	Le_f - Número de Lewis
c_pw - Calor específico da água	i_ss - Entalpia do ar supersaturado
w_sw - Umidade absoluta	

Com a análise apresentada na Figura 4 anterior, é possível determinar a rota a ser seguida, ou seja, calcular as propriedades considerando a supersaturação ou não.

Algumas propriedades podem ser encontradas em tabelas termodinâmicas e as demais, calculada por expressões analíticas:

- Sem ocorrência do fenômeno de supersaturação

$$Le_f = 0,865^{0,667} \cdot \frac{\ln \frac{w_{sw} - 0,622}{w - 0,622} - 1}{\ln \frac{w_{sw} - 0,622}{w - 0,622}}$$

- Com ocorrência do fenômeno de supersaturação

$$Le_f = 0,865^{0,667} \cdot \frac{\ln \frac{w_{sw} - 0,622}{w_{sa} - 0,622} - 1}{\ln \frac{w_{sw} - 0,622}{w_{sa} - 0,622}}$$

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

Módulo da Transferência de Calor e Massa da torre:



Figura 5 - Bloco do Calculo da torre.

T_{ew} - Temperatura da água na entrada da torre de resfriamento

T_{sw} - Temperatura da água na saída da torre de resfriamento

w_{ea} - Umidade absoluta do ar na entrada da torre de resfriamento

h_{ea} - Entalpia do ar na entrada da torre de resfriamento

m_w - vazão mássica de água

m_a - vazão mássica de ar

NUT - Número de unidades de transferência.

Neste módulo, é onde se efetivamente se realiza a simulação matemática da torre de resfriamento. Tem como principal objetivo determinar a vazão mássica de ar necessária para obtenção da capacidade de resfriamento requerida. As equações utilizadas são:

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

- Sem ocorrência do fenômeno de supersaturação

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

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

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

- Com ocorrência do fenômeno de supersaturação

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

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

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

Módulo do ventilador:

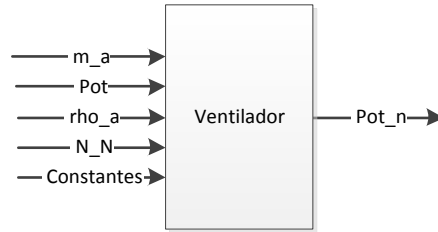


Figura 6 - Bloco do ventilador

Pot - Potência do ventilador
rho_a - Densidade do ar
N_N - Rotação nominal do ventilador

Pot_n - Potência consumida pelo ventilador
Constantes - Constantes das curvas do ventilador

Com a vazão mássica de ar obtida é possível determinar a rotação necessária do ventilador, o que é realizado com o uso de números adimensionais da teoria de máquinas de fluxo. Em função da rotação, pode-se determinar a potência requerida.

As equações utilizadas são:

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

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

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

Resultados e Discussão

Inicialmente foi desenvolvido modelo matemático de uma torre de resfriamento de fluxo contracorrente, o qual foi implementado no ambiente de programação EES (“Engineering Equation Solver”). Os resultados obtidos com as simulações realizadas utilizando o modelo desenvolvido são sumarizados na Tabela 3, que identificam a precisão conforme o método de integração realizado.

Tabela 3 – 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. O método de integração mais simples é o trapezoidal. Outros métodos são bem mais complexos e difíceis de implementar. Os resultados foram comparados com os apresentados por KLOPPERS (2003), vide Figura 7 a seguir.

Tabela 4 - Erro dos resultados obtidos com o modelo matemático desenvolvido em relação aos obtidos por KLOPPERS na simulação de torre de resfriamento de fluxo cruzado.

Respostas EES						
	Tbsa[°C]			Tw[°C]		
	$\Delta T(\text{teórico})$	$\Delta T(\text{calculado})$	Erro	$\Delta T(\text{teórico})$	$\Delta T(\text{calculado})$	Erro
Caso 1	23,01	14,28	-37,94	9,59	13,64	42,23
Caso 2	19,81	12,93	-34,73	12,31	15,72	27,70
Caso 3	17,50	11,22	-35,89	14,42	17,48	21,22
Caso 4	16,02	10,02	-37,45	16,12	18,81	16,69
Caso 5	14,06	8,52	-39,40	17,43	19,84	13,83
Caso 6	12,84	7,88	-38,63	18,60	20,78	11,72

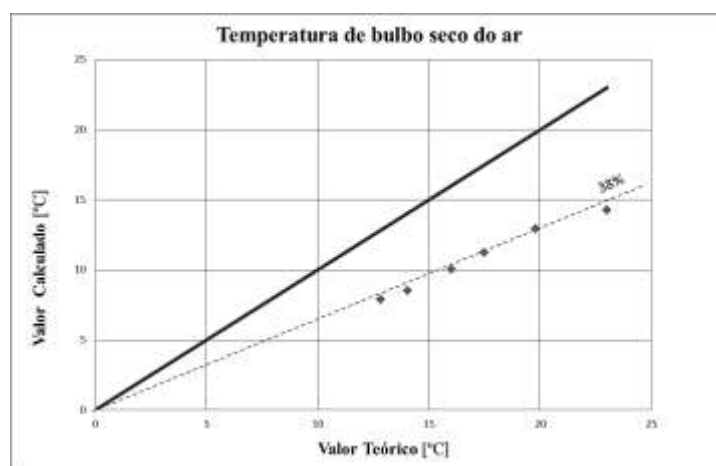


Figura 7 – Gráfico do erro dos resultados obtidos com o modelo matemático desenvolvido em relação aos obtidos por KLOPPERS na simulação de torre de resfriamento de fluxo cruzado.

Dada a grande abrangência do modelos desenvolvido 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. Além disso, os erros obtidos com o modelo matemático desenvolvido para torres de resfriamento de fluxos cruzados foram relativamente elevados, que sugerem sua reavaliação.

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, tudo isso suficiente para analisar o potencial do sistema de controle.

A avaliação do consumo de energia elétrica para cada uma das filosofias de controle analisadas tomou como referência o sistema apresentado no fluxograma da Figura 8.

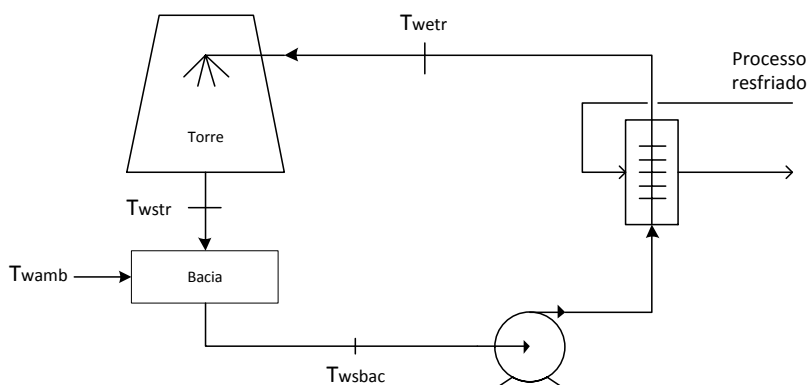


Figura 8 - Sistema de resfriamento.

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

Para o sistema de controle “liga-desliga” foram analisadas dois “ranges” operacionais ($T_{\text{agua,max}} - T_{\text{agua,min}}$): Tset-point $\pm 2^{\circ}\text{C}$ e Tset-point $\pm 1^{\circ}\text{C}$. Como parâmetro de análise, também foi considerada o fator de carga da torre. Os resultados são apresentados na Tabela 5 e na Figura 9.

Tabela 5 - Consumo de energia elétrica para o controle ON/OFF.

Range de controle [$^{\circ}\text{C}$]	CN [%]	Consumo [KWh/dia]
± 2	90	156,7
± 2	80	156,7
± 2	70	156,7
± 2	60	156,7
± 2	50	129,3
± 2	40	114,1
± 1	90	156,7
± 1	80	156,7
± 1	70	141,7
± 1	60	132,4
± 1	50	122,2
± 1	40	109,4

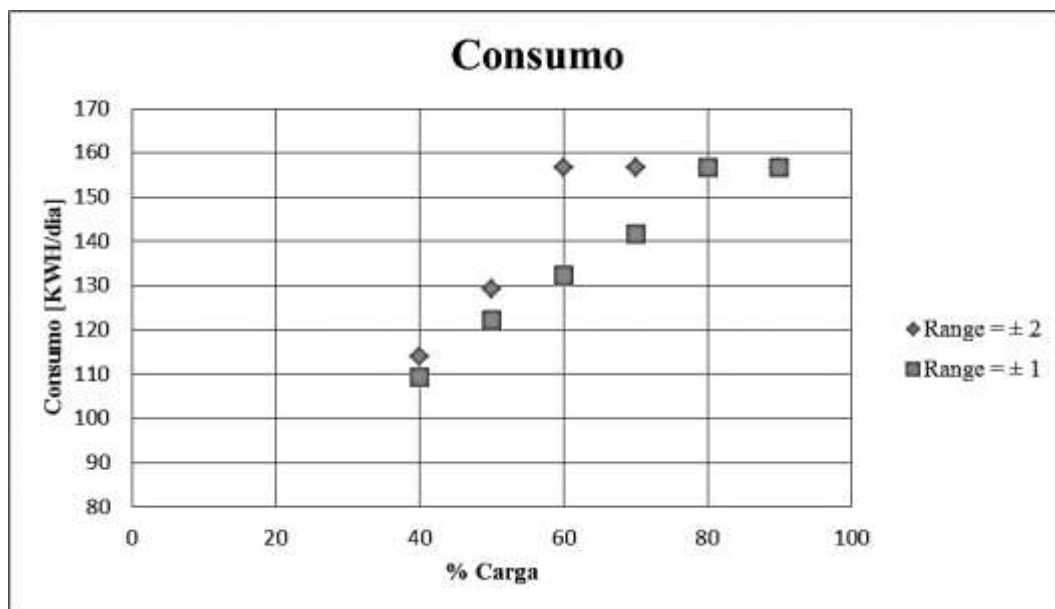


Figura 9- Consumo de energia elétrica para o controle ON/OFF.

Para o segundo tipo de controle (ventilador com velocidade variável), o modelo matemático desenvolvido permite determinar a vazão de ar requerida para manter a temperatura de saída da água no “set-point” fixado. Com essa vazão, é possível obter-se a rotação requerida para o ventilador, e com isso, a potência demandada. Os resultados obtidos são apresentados na Figura 10 e na Tabela 6.

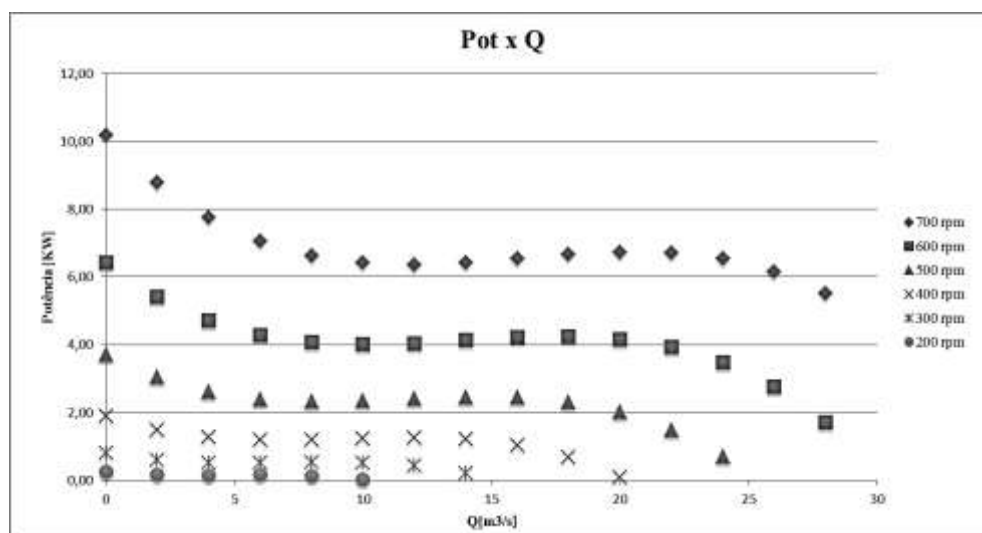


Figura 10 - Curvas de potência do ventilador.

Tabela 6 - Consumo de energia elétrica com controle de rotação do ventilador.

Capacidade [%]	Consumo [KWh/dia]
0,95	128,8
0,9	99,4
0,85	68,2
0,8	40,2

Com o cálculo de consumo realizado para os dois sistemas de controle, uma análise comparativa pode ser feita. Os resultados são sumarizados na Tabela 7.

Tabela 7 - Comparação do consumo de energia elétrica com os sistemas de controle analisados.

CN [%]	Consumo [KWh/dia]			Redução [%]
	Range = $\pm 2^{\circ}\text{C}$	Range = $\pm 1^{\circ}\text{C}$	Controle da rotação	
90	156,7	156,7	128,8	17,8
80	156,7	156,7	40,2	74,4

Conclusões

Com os resultados obtidos pode-se afirmar que a substituição do sistema de controle liga-desliga pelo sistema com variação de velocidade do ventilador é vantajosa do ponto de vista energético. A redução percentual de consumo energético é mais significativa para situações em que a carga de resfriamento da água é menor. Apesar da vantagem no custo operacional, o sistema de controle com variação de velocidade do ventilador requer maiores investimentos e a vantagem de sua utilização deve ser avaliada também considerando esse aspecto econômico.

Referências Bibliográficas

- KLOPPERS, J. C. **A Critical Evaluation And Refinement Of The Performance Prediction Of Wet-Cooling Towers**. Stellenbosh: University of Stellenbosh, 2003. 360p. Tese de doutorado, Engenharia Mecânica, University of Stellenbosh, 2003.
- PIERCE, D. J. **Evaluation And Performance Prediction Of Cooling Tower Rain Zones**. Stellenbosh: University of Stellenbosh, 2007. 140p. Trabalho de graduação, Engenharia Mecânica, University of Stellenbosh, 2007.
- FERRAZ, F. **Torres de resfriamento**. 2008. Disponível em:
<<http://fabioferrazdr.files.wordpress.com/2008/08/torres-de-resfriamento1.pdf>>
Acesso em 20 Jun. 2013.
- ASHRAE TRANSACTIONS, 2002. **An Improved Cooling Tower Algorithm for the CoolTools™ Simulation model**. Atlanta: 2002, 10p.