

SIMULAÇÃO DA TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO IDEAL DE UMA INSTALAÇÃO FRIGORÍFICA E COMPARAÇÃO COM A TEMPERATURA MEDIDA

Lucas Silveira dos Santos – projeto2@grakoengenharia.com.br

Grako Engenharia, www.grakoengenharia.com.br

Fernando Grahl – fernando@grakoengenharia.com.br

Grako Engenharia, www.grakoengenharia.com.br

Guilherme Goulart – guilherme@grakoengenharia.com.br

Grako Engenharia, www.grakoengenharia.com.br

F3 – Cálculos Térmicos e Energéticos

Resumo. O projeto de uma unidade frigorífica é definido com base uma série de fatores, entre eles: a carga térmica, a condição de operação dos condensadores e dos compressores. Quando se realiza a partida da unidade, é esperado que a temperatura de condensação esteja de acordo com o projeto. No entanto, no decorrer do tempo podem ocorrer interferências no processo que não foram levadas em conta na elaboração do projeto, como uma elevação inesperada na carga térmica ou acúmulo de incrustação nos condensadores. A partir de um dado limite, estas interferências levam à alteração na temperatura definida anteriormente. Desta forma, há uma modificação na condição de trabalho dos compressores e condensadores, e consequentemente do consumo energético da unidade. O objetivo deste trabalho é simular as condições de operação ideais de uma unidade frigorífica localizada na cidade de Lajeado-RS e comparar com os dados medidos de funcionamento coletados da unidade.

Palavras-chave: Temperatura de condensação, Carga térmica, Incrustação, Condições de operação

1. INTRODUÇÃO

Quando se realiza a partida (*start up*) de uma instalação frigorífica com condensadores evaporativos novos, tem-se a garantia de que estes estão isentos de incrustações, então pode-se observar que a pressão de condensação de operação deverá ser menor ou igual à pressão de condensação indicada pelo projeto.

Ao longo do tempo, se não houver uma manutenção adequada nos condensadores, seja por meio de um tratamento de água eficiente ou limpezas periódicas, ocorrerá o acúmulo de incrustação nas superfícies de troca térmica. Nesta condição, os condensadores evaporativos têm sua capacidade de transferência de calor reduzida. Isto ocorre, pois a incrustação é, na prática, um isolante térmico que diminui substancialmente a capacidade do condensador na medida em que a espessura da camada incrustada aumenta. Estas incrustações são originadas por sais minerais como cálcio, magnésio, sílica presentes na água de resfriamento e também por microrganismos que ocasionam a formação de biofilme. Os valores de resistência à troca térmica por biofilme pode ser considerado até quatro vezes superior à incrustação por cálcio.

Como consequência da diminuição da capacidade de troca térmica dos condensadores, ocorre uma elevação das condições de operação e um aumento da pressão e temperatura de condensação. Isto faz com que os compressores sejam acionados por mais horas diárias de forma a manter a pressão de evaporação constante e a temperatura das câmaras de acordo com as necessidades da instalação.

2. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

As referências bibliográficas para a realização deste trabalho centraram-se principalmente em aspectos relacionados aos condensadores evaporativos, potência consumida pelos compressores e redução de capacidade dos condensadores por efeito de incrustação.

Segundo Stoecker (2002), os condensadores evaporativos são largamente utilizados na refrigeração industrial porque permitem operar a temperaturas de condensação relativamente baixas. Em consequência, a instalação consome menos energia e opera com temperaturas de descarga reduzidas, aspecto importante em instalações de amônia ou R22.

Ainda Stoecker, sobre o efeito da temperatura de condensação na potência de compressão, cita que a potência de compressão é igual ao produto da vazão de refrigerante pelo trabalho de compressão. O trabalho de compressão aumenta continuamente com a temperatura de condensação, a partir de um valor nulo, quando aquela temperatura coincide com a temperatura de condensação. Portanto, elevações da temperatura de condensação são acompanhadas de aumentos correspondentes na potência de compressão.

Yunus (2011) menciona que o desempenho dos trocadores de calor frequentemente sofre deterioração em decorrência de acúmulo de depósitos nas superfícies de troca de calor, ocasionando uma redução na taxa de transferência de calor. O efeito destes depósitos é relacionado por um fator de incrustação, que é uma medida da resistência térmica introduzida pela incrustação.

3. METODOLOGIA

Esta simulação correlaciona o calor dissipado pelos compressores do regime de alta e a capacidade de condensação instalada. Assim, sabendo-se a temperatura de bulbo úmido, é possível calcular a temperatura de condensação ideal nas condições de projeto, ou seja, considerando que a capacidade de condensação dos compressores não sofre redução pela ação de incrustações.

Para o desenvolvimento da simulação utilizou-se dados coletados de uma unidade frigorífica localizada na cidade de Lajeado-RS. Estes dados são coletados diariamente pela equipe de operação. A leitura é realizada uma vez por dia às 16 horas. Os dados coletados são: leitura dos horímetros dos compressores, pressão de sucção e pressão de condensação.

Para a determinação da temperatura de bulbo úmido, utilizou-se a temperatura de bulbo seco e a umidade relativa do banco de dados do Instituto Nacional de Meteorologia para a cidade de Teutônia-RS. Os dados da cidade de Teutônia foram escolhidos pois é a cidade mais próxima de Lajeado que possui dados climáticos disponíveis. Dada a proximidade e elevação semelhante entre as duas cidades, pode-se considerar que estes dados representam com confiabilidade as condições encontradas no local da unidade frigorífica.

Por fim, a temperatura ideal calculada é comparada com a temperatura real medida na instalação. A partir daí, pode-se avaliar também a discrepância entre o consumo energético ideal e o medido.

É importante destacar que neste estudo assume-se uma temperatura de condensação constante ao longo do dia, sendo igual a aquela medida pela equipe de operação. Faz-se necessário esta extrapolação uma vez que a medição ocorre uma vez por dia.

4. DESENVOLVIMENTO

4.1. Descrição da instalação

A instalação frigorífica em análise é composta de um sistema de múltiplos estágios de compressão com dois compressores operando no regime de alta e dois no de baixa. Contudo, como objeto deste estudo somente são analisados os compressores que operam no regime de alta, pois estes são diretamente afetados pelas variações na temperatura de condensação. A Figura 1 representa o esquema típico de um sistema frigorífico de múltiplos estágios (a) e o diagrama pressão entalpia (b).

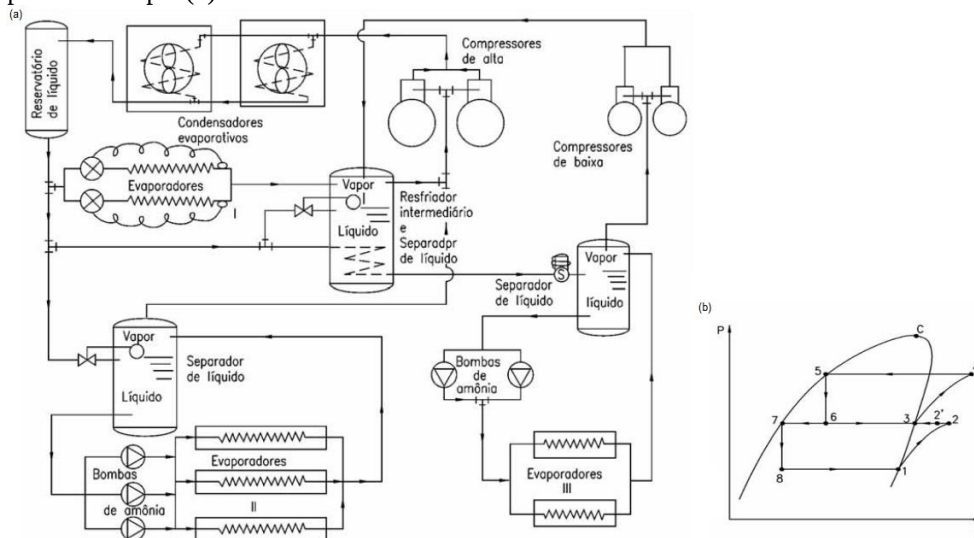


Figura 1 – Esquema típico e diagrama pxh de sistema frigorífico de múltiplos estágios. (Fonte: apostila ASBRAV)

4.2. Dados da instalação

A Tabela 1 apresenta os parâmetros de operação dos compressores instalados no regime de alta:

Compressores existentes	Regime (°C)	Capacidade frigorífica (kcal/h)	Potência consumida (kW)	Potência motor (CV)	Calor dissipado (kcal/h)
Compressor parafuso MYCOM N-250VMD	+35/-10	1.416.769	299,0	550	1.673.892
Compressor parafuso MYCOM N-250VMD	+35/-10	1.416.769	299,0	550	1.673.892
Total		2.833.537	598	1100	3.347.784

Tabela 1 - Parâmetro de operação dos compressores de alta.

A Tabela 2 apresenta a especificação dos condensadores.

Condensador	Marca	Capacidade Nominal (kcal/h)	Temperatura Bulbo Úmido (°C)	Temperatura de condensação (°C)
CETF 2000	Mebrafe	2.000.000	23	35
CETF 2000	Mebrafe	2.000.000	23	35
Total		4.000.000	-	-

Tabela 2 - Condensadores instalados

A Figura 2 e a Tabela 3 apresentam os fatores de correção da capacidade nominal quando a operação dos condensadores ocorre em condições diferentes de projeto.

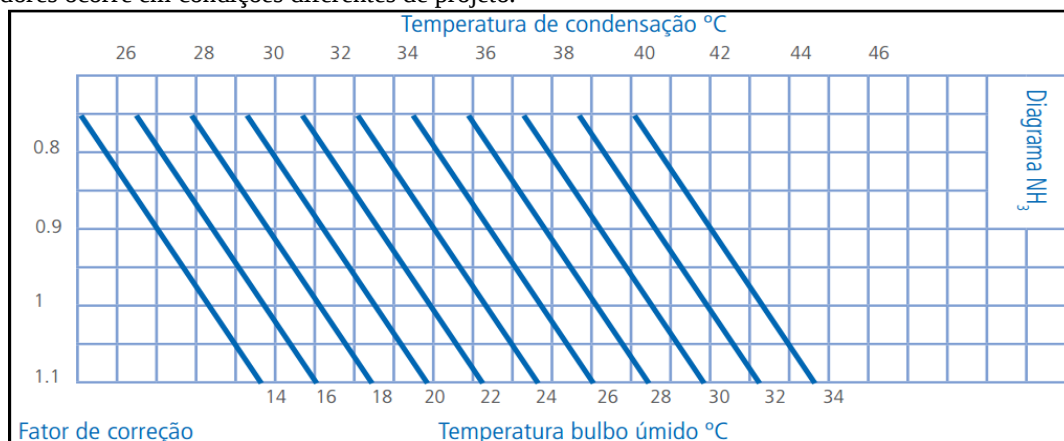


Figura 2 - Fator de correção da capacidade nominal dos condensadores evaporativos. (Fonte: catalogo Mebrafe)

Altitude	Fato de Correção
Nível do Mar	1,00
700	0,96
1400	0,92
2100	0,87

Tabela 3 - Fator de correção da capacidade dos compressores por elevação. (Fonte: catalogo Mebrafe)

4.2. Dados climáticos

Os dados climáticos da cidade de Lajeado foram aproximados através dos dados da cidade de Teutônia, localizada a 26 km de distância. Conforme mencionado anteriormente, estes dados representam com boa fidelidade as condições do local em análise. A Figura 3 apresenta as temperaturas de bulbo úmido e seco da estação climática de Teutônia, consultadas no banco de dados do Instituto Nacional de Meteorologia (INMET).

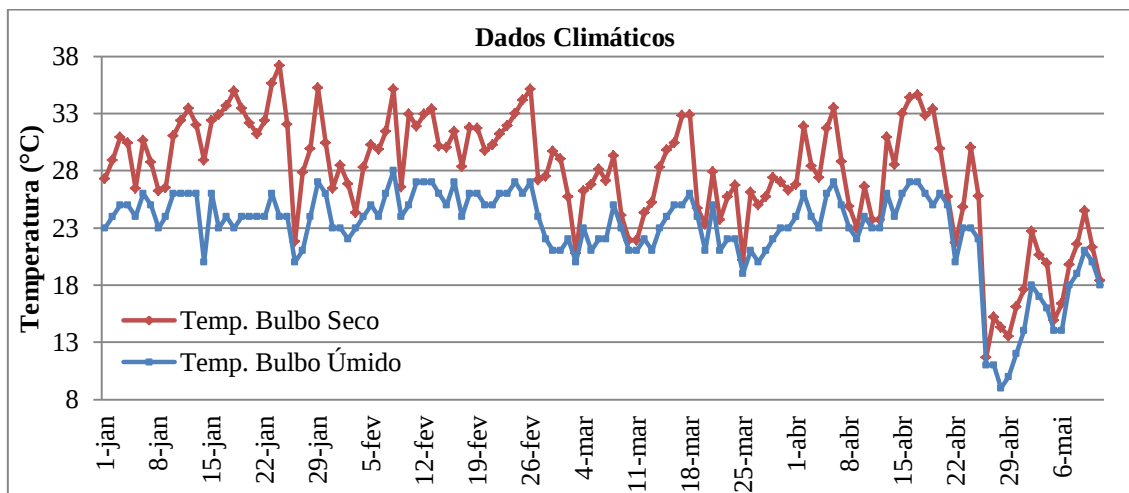


Figura 3 – Dados climáticos da estação A882-Teutônia em 2016. (Fonte: INMET)

4.3. Dados de operação

A equipe de operação da sala de máquinas registra diariamente, às 16h, a pressão de condensação. Na Tabela 4 são informadas as pressões de condensação (kgf/cm²) registradas desde o início do ano de 2016 com as temperaturas (°C) correspondentes entre parênteses.

Dia	Janeiro 2016	Fevereiro 2016	Março 2016	Abril 2016	Mai 2016
1		13,5 (37)	13,0 (36)	13,2 (36)	
2		13,0 (36)	13,0 (36)		12,5 (34)
3		13,3 (36)	13,0 (36)		12,6 (35)
4	14,0 (38)	13,0 (36)	12,6 (35)	12,6 (35)	13,0 (36)
5	13,9 (38)	13,8 (38)		13,6 (37)	13,0 (36)
6	13,3 (36)			14,0 (38)	13,4 (37)
7	13,4 (37)		13,0 (36)	14,0 (38)	
8	13,2 (36)	14,2 (39)	13,3 (36)	12,3 (34)	
9		14,2 (39)	12,7 (35)		13,3 (36)
10		13,4 (37)	12,3 (34)		11,0 (30)
11	13,3 (36)	14,0 (38)	12,0 (33)	12,4 (34)	10,5 (29)
12	13,9 (38)			12,5 (34)	
13	13,3 (36)			12,8 (35)	
14	13,0 (36)		12,5 (34)	13,4 (37)	
15	13,5 (37)	13,0 (36)	13,0 (36)	13,6 (37)	
16		13,7 (37)	13,2 (36)		
17		14,4 (39)	13,5 (37)		
18	13,0 (36)	13,4 (37)	13,6 (37)		
19	13,8 (38)	13,6 (37)		13,0 (36)	
20	13,6 (37)			13,6 (37)	
21	13,4 (37)		12,8 (35)	12,9 (35)	
22	13,0 (36)	14 (38)	12,2 (34)		
23		13,7 (37)	11,8 (33)		
24		13,9 (38)	12,3 (34)		
25	13,3 (36)	13,6 (37)		13,5 (37)	
26	13,0 (36)	13,8 (38)		9,5 (26)	
27	13,0 (36)			10,0 (27)	
28	13,7 (37)		12,2 (34)	10,0 (27)	
29	13,5 (37)	12,0 (33)	12,7 (35)	10,6 (29)	
30			13,0 (36)		
31			13,3 (36)		

Tabela 4 - Pressões de condensação (kgf/cm²) e temperatura de condensação equivalente entre parênteses (°C).

A Figura 4 apresenta o gráfico da temperatura de condensação medida da operação e a sua relação com a temperatura de bulbo úmido.

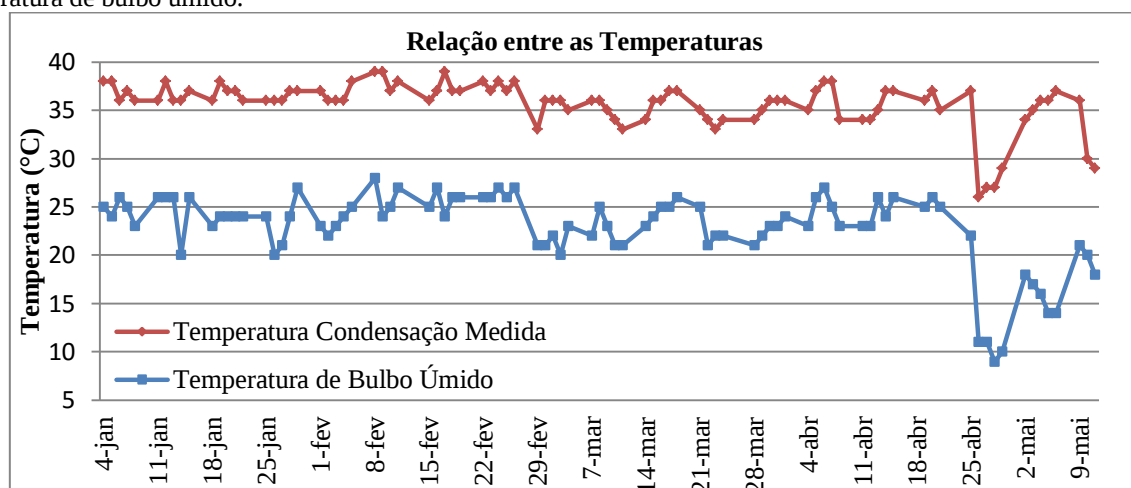


Figura 4 - Gráfico das pressões de condensação coletadas diariamente às 16h

Observa-se que em determinados intervalos, existe uma tendência de proporcionalidade direta entre a temperatura de condensação e a temperatura de bulbo úmido. Entretanto, existem outros fatores que influenciam na temperatura de condensação, como um aumento da carga térmica instantânea do frigorífico. Por isso nota-se intervalos onde a tendência não ocorre.

4.4. Temperatura de condensação calculada

A temperatura de condensação é determinada pelo ponto ideal de operação, sendo a menor temperatura de condensação em que toda a carga térmica (capacidade frigorífica mais o calor dissipado dos compressores) pode ser dissipada nos condensadores. A Figura 5 ilustra a determinação gráfica do ponto de operação.

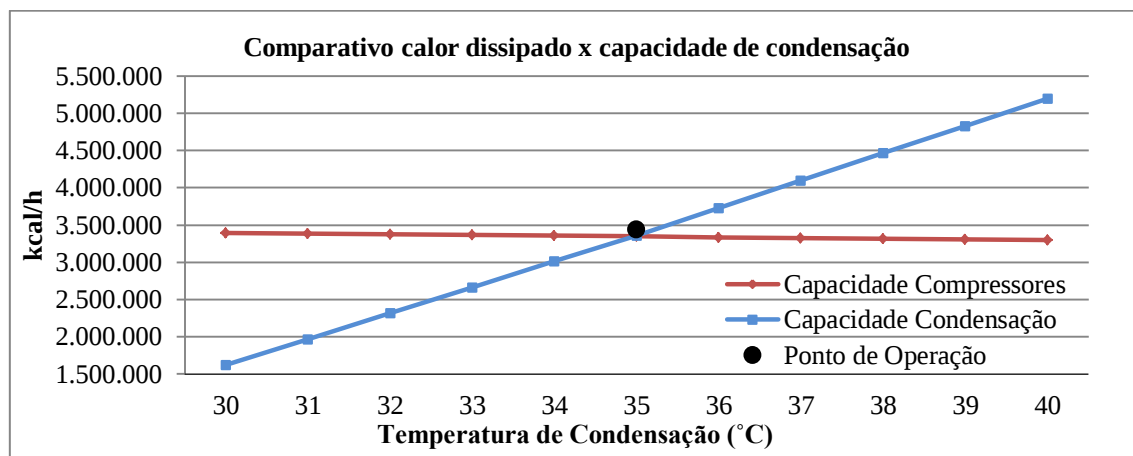


Figura 5 - Determinação gráfica do ponto de operação

A curva de capacidade nominal dos condensadores é traçada com base no fator de correção de capacidade informado pelo fornecedor. Da mesma forma que a capacidade frigorífica e calor dissipado dos compressores.

Portanto, para cada dia calcula-se um ponto de operação baseado na temperatura de bulbo úmido, seguindo o método apresentado no gráfico acima. A Tabela 5 apresenta as temperaturas (°C) de condensação calculadas diariamente e a Figura 6 apresenta a relação desta com a temperatura de bulbo úmido.

Dia	Janeiro 2016	Fevereiro 2016	Março 2016	Abril 2016	Mai 2016
1		33,0	31,8	33,9	
2		32,2	31,8		29,2
3		33,0	32,2		28,6
4	34,6	33,9	33,9	33,9	29,8
5	33,9	34,6		36,2	26,9
6	35,4			37,0	26,9
7	34,6		32,2	35,4	
8	33,0	37,0	34,6	33,0	
9		33,9	33,0		31,8
10		34,6	32,2		30,7
11	35,4	36,2	31,8	32,2	29,2
12	35,4			31,8	
13	35,4			35,4	
14	31,5		33,0	33,9	
15	35,4	34,6	34,6	35,4	
16		36,2	35,4		
17		33,9	34,6		
18	33,0	35,4	35,4		
19	33,9	35,4		34,6	
20	33,9			34,6	
21	33,9		33,9	33,0	
22	33,9	35,4	31,8		
23		35,4	32,2		
24		36,2	32,2		

25	33,9	34,6		32,2	
26	31,5	36,2		24,0	
27	31,8			24,0	
28	33,9		31,8	22,9	
29	36,2	31,5	32,2	22,9	
30			33,0		
31			33,9		

Tabela 5 - Temperatura de condensação (°C) calculada

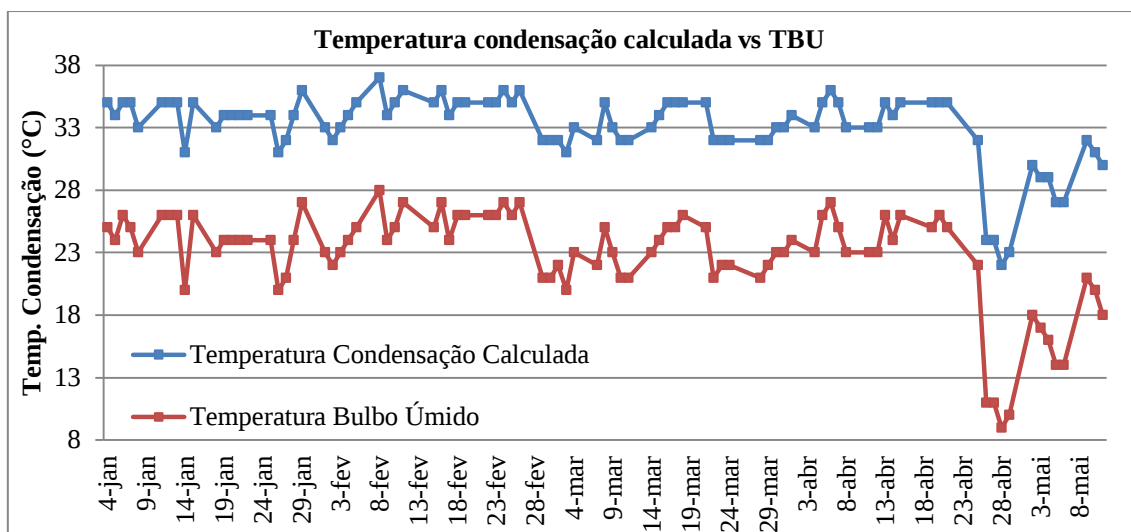


Figura 6 - Gráfico da temperatura de condensação calculada.

Neste caso, a temperatura de condensação calculada sempre segue a temperatura de bulbo úmido, pois a condensação é determinada através do ponto ideal de operação que está relacionado com a temperatura de bulbo úmido.

4.5. Comparação entre temperatura de condensação calculada e medida

A Figura 7 apresenta o gráfico com as temperaturas de condensação medida e calculada.

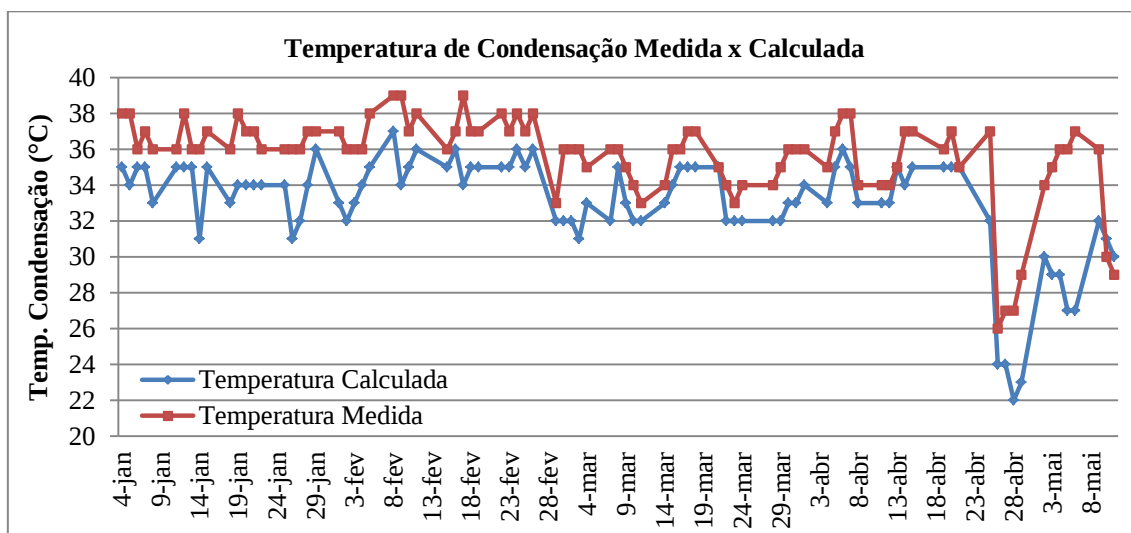


Figura 7 - Gráfico comparativo entre a temperatura de condensação medida e a calculada.

Observa-se que a temperatura calculada (ideal) é menor do que a temperatura medida. Isto pode ocorrer em função de uma demanda de carga térmica muito elevada ou redução da capacidade de troca térmica dos condensadores por influência de incrustações, levando a uma capacidade de condensação insuficiente para que o sistema trabalhe em seu ponto ótimo de operação.

4.6. Comparação entre o consumo medido e calculado

A Tabela 6 e a Figura 8 apresenta a variação da potência consumida no eixo dos compressores com a variação da temperatura de condensação. Para a obtenção destes valores utilizou-se dados fornecidos pelo fabricante dos compressores.

Compressores	+40	+39	+38	+37	+36	+35	+34	+33	+32	+31	+30
Compressor parafuso MYCOM N-250VMD	334,9	327,4	320,1	312,9	305,8	299,0	292,2	285,7	279,2	272,9	266,7
Compressor parafuso MYCOM N-250VMD	334,9	327,4	320,1	312,9	305,8	299,0	292,2	285,7	279,2	272,9	266,7
Total	669,7	654,7	640,2	625,8	611,6	598,0	584,4	571,3	558,4	545,7	533,4

Tabela 6 - Variação da potência consumida no eixo (kW) em função da temperatura de condensação

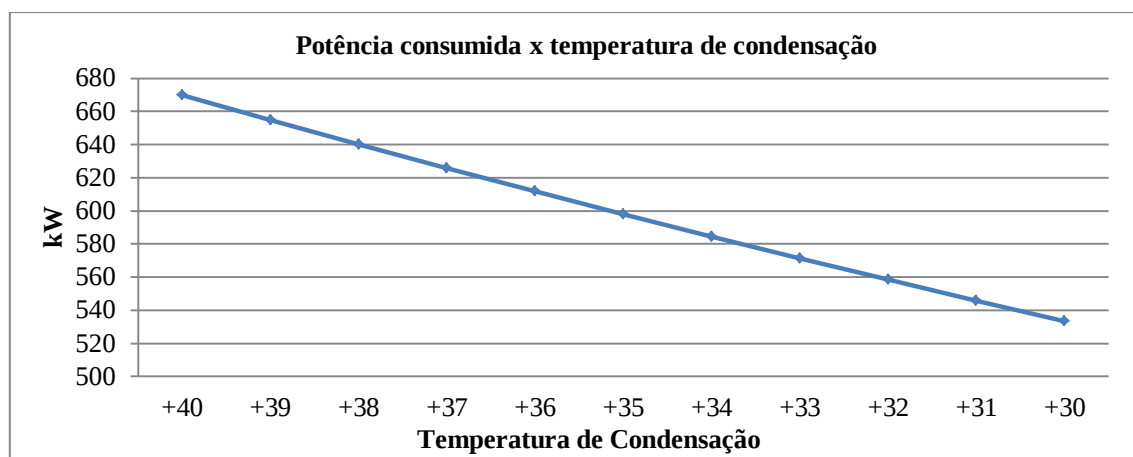


Figura 8 - Potência consumida no eixo dos compressores em função da temperatura de condensação.

A Tabela 7 indica a soma do número de horas diárias de operação dos compressores.

Dia	Janeiro 2016	Fevereiro 2016	Março 2016	Abril 2016	Mai 2016
1	0	29	26	26	0
2	0	32	29	9	26
3	0	40	29	0	40
4	43	42	32	31	32
5	48	48	13	33	32
6	39	37	0	48	24
7	46	31	21	38	11
8	45	18	32	38	0
9	0	37	27	9	42
10	0	48	27	0	24
11	28	35	24	24	33
12	37	40	8	35	
13	47	17	0	30	
14	48	0	21	38	
15	0	28	24	30	
16	0	33	30	18	
17	0	40	30	0	
18	33	38	33	24	
19	24	37	18	30	
20	42	36	0	32	

21	43	0	28	35	
22	41	27	27	13	
23	0	40	33	5	
24	0	37	33	0	
25	30	39	12	37	
26	46	41	0	24	
27	38	16	3	28	
28	35	0	8	24	
29	35	25	24	24	
30	0	-	24	9	
31	0	-	27	-	

Tabela 7- Horas de operação diária dos compressores

Com os valores de temperatura de condensação real e calculada, obtém-se a potência consumida pelos compressores no eixo. Multiplicando esse valor pelo fator de eficiência do motor elétrico e pelas horas de trabalho diárias se determina o consumo energético dos compressores. A Figura 9 apresenta o gráfico de comparação entre o consumo medido e calculado.

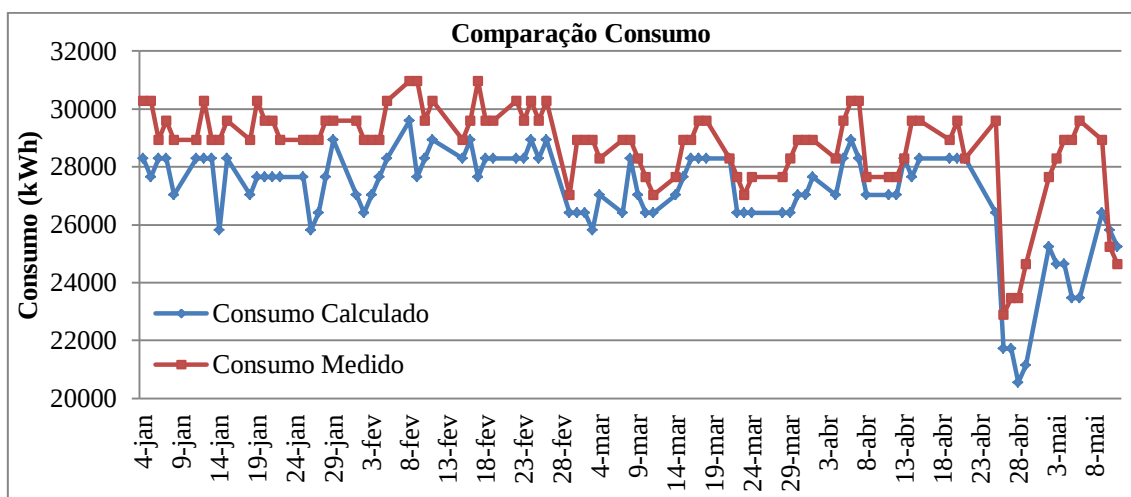


Figura 9 - Comparação do consumo diário medido e calculado.

A diferença entre a temperatura de operação calculada e a temperatura medida, constatada na Figura 7, é acompanhada por uma diferença de pressão na descarga dos compressores. Esta diferença de pressão faz com que os compressores demandem uma quantidade maior de energia para comprimir o fluido refrigerante. Como consequência, nota-se a diferença entre o consumo calculado e o medido nas curvas representadas na Figura 9.

4.7. Análise dos parâmetros de operação ao longo do dia

Para fins de análise, tomou-se a variação horária da temperatura de bulbo úmido ao longo do dia 31 de março de 2016 e calculou-se a temperatura de condensação ideal para cada hora durante o dia. A escolha por este dia específico deu-se em função da constatação de uma boa amplitude na temperatura de bulbo úmido, o que é adequado para observar o comportamento das variáveis em análise. Apresenta-se nas Figuras 10 e 11 o comportamento da temperatura de condensação em relação à temperatura de bulbo úmido, e consumo horário calculado.

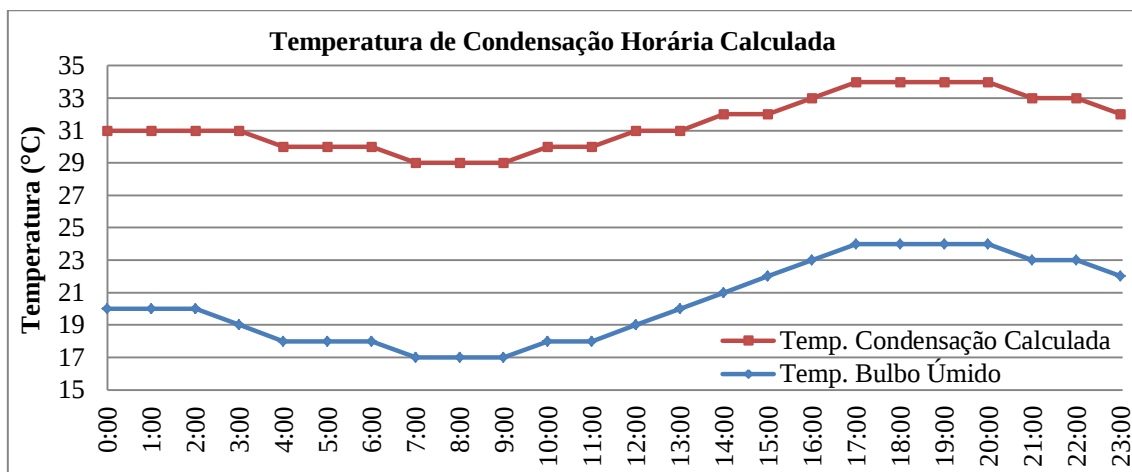


Figura 10 - Temperatura de bulbo úmido e de condensação calculado do dia 31/03/2016

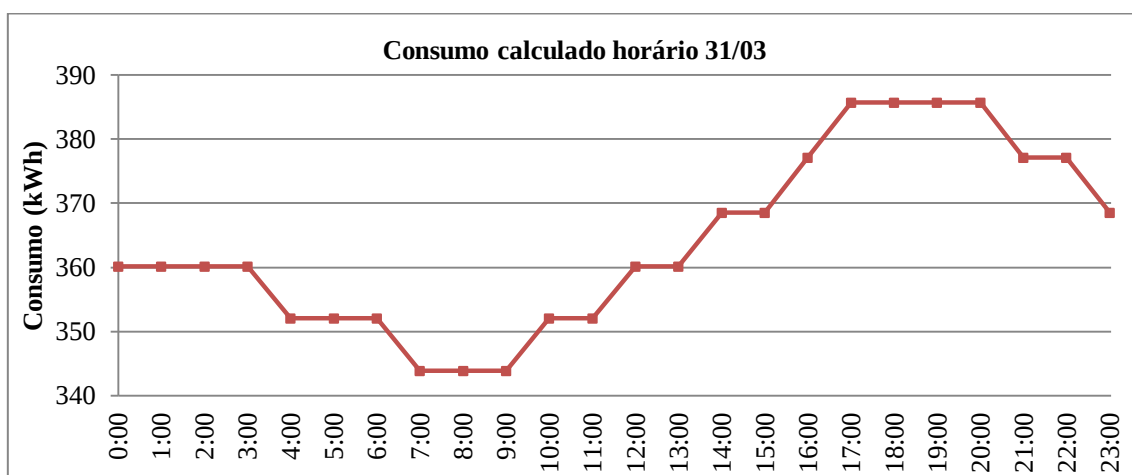


Figura 11 - Consumo horário calculado do dia 31/03/2016

Existe uma variação da temperatura de bulbo úmido ao longo do dia, impactando também em uma variação na temperatura de condensação calculada e no consumo instantâneo. Como não se possui dados horários medidos que descrevem o comportamento instantâneo da instalação, não é possível expandir o estudo completo para todo o dia. Por outro lado, a estimativa da temperatura de condensação e consumo horário proporciona uma boa ideia da tendência esperada para este comportamento.

5. CONCLUSÕES

Neste estudo verifica-se que existe uma diferença entre a temperatura medida de condensação e a calculada. A temperatura de condensação medida mostra-se em praticamente todo o período de análise acima da calculada, ou seja, acima da ideal. Esta diferença faz com que os compressores trabalhem em uma condição de maior consumo energético, pois para uma mesma temperatura de sucção, a potência requerida do eixo aumenta com o aumento da temperatura de descarga (condensação).

Quando confrontado as condições climáticas da cidade de Lajeado com os dados de operação, nota-se que existe um potencial na redução da temperatura/pressão de condensação e, consequente redução no consumo energético da unidade.

A Figura 7 apresenta uma comparação entre a temperatura de condensação real e a temperatura calculada, demonstrou que ambas as curvas possuem um formato semelhante com uma diferença média de 3°C, o que representa 1,17 kgf/cm² na pressão de condensação. Esta redução na pressão de condensação ocasionaria em uma redução no consumo do eixo dos compressores na ordem de 5,79% na média mensal. Valorizando monetariamente a diferença diária, considerando o custo kW/h de R\$0,21, há uma redução média mensal de R\$ 6.552,00 (de Janeiro a Abril).

A diferença encontrada entre as temperaturas de condensação real e calculada pode ser explicada por:

- Condensadores com serpentinas incrustadas, que prejudicam a trocar de calor, aumentando assim a pressão e temperatura de condensação.
- Condensadores com capacidade de condensação nominal e fatores de correção da capacidade informados pelo catálogo do fabricante do equipamento diferem do desempenho do equipamento em campo.
- Carga térmica gerada acima da capacidade instalada.

Embora este estudo forneça um bom mapeamento da unidade, medidas horárias dos dados da instalação permitiriam que se realizasse um estudo mais aprofundado que representasse de maneira mais fidedigna o comportamento da instalação.

6. REFERENCIAS

- ASBRAV. 2012. *Refrigeração Industrial*. Associação Sul Brasileira de Refrigeração Ar Condicionado, Aquecimento e Ventilação.
- ASHRAE. 2014. *ASHRAE Handbook Refrigeration*. ASHRAE Standard 2014.
- Beyer, P. O. 2009. *Climatização II – Psicometria*. UFRGS, Porto Alegre.
- INMET. 2016. *Estação Meteorológica de Observação de Superfície Automática (Teutônia-RS)*. <http://www.inmet.gov.br/portal/index.php?r=estacoes/estacoesAutomaticas>. Instituto Nacional de Meteorologia.
- Mefrafe. *Catálogo de Condensadores Evaporativos*. Disponível em: <http://www.mefrafe.com.br/produtos/id/5/condensadores-evaporativos>
- MYCOM. *Catálogo Unidade Compressora – Alternativo*.
- Stoecker, W. F., e Jabardo J. M. Saiz. 2002. *Refrigeração Industrial*, 2nd ed. Edgard Blucher, São Paulo.
- Yunus, A., Afshin, J. G. 2011. *Heat and Mass Transfer: Fundamentals & Applications*, 4th ed. McGraw-Hill, New York.

Abstract. *The Project of a cooling plant is defined based on several aspects, as thermal load, condensers and compressors operational conditions. When the unit is started up, it is expected the condensation temperature to be according to defined in Project. However, over time interferences in the process that were not taken into account on the project may happen, such as an increase on thermal load or fouling formation on condensers. From a given level, these interferences cause a change in the previous defined temperature. In this way, the compressors and condensers working conditions is modified, as well as the electric power consumption. The objective of this paper is to simulate the ideal operational conditions of a cooling plant located at Lajeado-RS and compare with measured operational data.*

Key-words: *Condensation temperature, Thermal load, Fouling, Operational conditions.*