

Capítulo V

Eficiência na transferência de calor de processos industriais

Por Oswaldo de Siqueira Bueno*

Nas edições anteriores, foram abordadas as perspectivas de economia de energia com a eficiência energética no Brasil e perspectivas em motorização, mostrando como é possível obter ganhos energéticos e as dificuldades encontradas na prática. Neste artigo trataremos do consumo de energia em transferência e transporte de calor nos processos industriais.

É importante dividir o trabalho em partes:

A - Níveis de temperatura para a transferência de calor e o processo de refrigeração/aquecimento do ambiente condicionado, de transporte e rejeição/absorção de calor com o ambiente externo, a saber:

A1 - Transporte de calor para rejeição sensível – resfriamento a ar;

A2 - Transporte de calor para rejeição latente – resfriamento a água (evaporativo);

A3 - Absorção de calor a baixa temperatura, transferência da menor temperatura para a maior temperatura e rejeição de calor ao meio externo;

B - Coeficiente de desempenho em função dos diferenciais de temperatura nos trocadores de calor.

C - Escolha entre vazão constante e diferencial de temperatura variável e a vazão variável com diferencial de temperatura constante para a refrigeração ou aquecimento, que poderá ser comentado no futuro.

Para simplificação dos exemplos, iremos utilizar

somente o processo de remoção de calor do processo industrial.

Níveis de temperatura

O nível de temperatura para a rejeição de calor depende do processo industrial cujas características variam para as aplicações de resfriamento de equipamentos, processos químicos, condições mínimas de trabalho humano, dentre outros. A partir desta informação, poderemos escolher a melhor forma de rejeição no seu aspecto de custo inicial, operacional e de confiabilidade.

Ao longo do processo de absorção, teremos os seguintes diferenciais de temperatura:

- Aproximação no trocador de calor com o ar externo - temperatura do fluido de resfriamento menos a temperatura (bulbo seco ou úmido) do ar externo;
- Diferencial de temperatura (de bulbo seco ou úmido) do ar externo;
- Aproximação no trocador de processo – temperatura de referência do processo com a temperatura de entrada do fluido de resfriamento;
- Diferencial de temperatura do fluido de resfriamento;
- Diferencial de temperatura do fluido de processo.

Podemos associar o custo inicial à aproximação: quanto menor for o valor da aproximação maior será o trocador de calor e maior será o seu custo inicial. O diferencial de temperatura dos diferentes fluxos pode ser associado ao custo de operação: quanto menor for o diferencial de temperatura, maior será o fluxo e a consequência é o aumento da potência consumida por ventiladores e bombas.

As condições externas de psicrometria como temperatura de bulbo seco, para rejeição de calor sensível, temperatura de bulbo úmido, para rejeição de calor

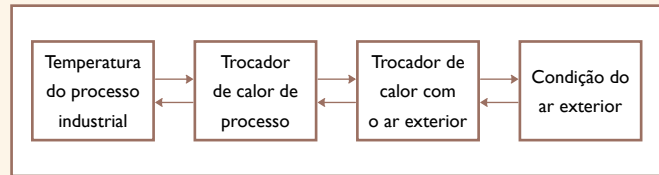


Figura 1 – Fluxo de transferência do calor.

latente, são as referências a partir das quais podem ser feitas as análises para a escolha do processo de rejeição de calor por calor latente ou por calor sensível. Veja o exemplo na tabela a seguir.

TABELA 1 – TEMPERATURAS DE REFERÊNCIA NO PROCESSO DE REJEIÇÃO DE CALOR

ITEM	DESCRIÇÃO	SENSÍVEL – TBS °C		LATENTE – TBU °C	
		Nominal	Máximo	Nominal	Máximo
1	Condição				
2	Temperatura do processo	51	62	40	44
3	Aproximação no trocador de calor de processo	10	10	10	10
4	Temperatura de entrada do fluido de resfriamento no trocador de calor com o ar exterior	47	58	36	40
5	Temperatura de saída do fluido de resfriamento no trocador de calor com o ar exterior	41	52	30	34
6	Aproximação no trocador de calor com o ar externo	6	6	6	6
7	Temperatura de bulbo seco do ar externo	45	56	30	34
8	Temperatura de bulbo úmido do ar externo	27	31	29	33
9	Temperatura de bulbo seco do ar externo	35	46	35	46
10	Temperatura de bulbo úmido do ar externo	24	28	24	28

Nota: os valores de aproximação e de diferencial foram escolhidos somente como exemplo, os valores reais deverão ser escolhidos por um processo de seleção considerando o custo inicial e de operação.

Conforme podemos ver na Tabela 1, teremos limites de aplicação se a opção for:

- Resfriamento sensível estimado em 16 °C acima da temperatura de bulbo seco;
- Resfriamento latente estimado em 16 °C acima da temperatura de bulbo úmido.

Nota: estes valores poderão variar conforme a necessidade

do processo e os custos envolvidos.

É importante considerar que cada cidade ou região irá apresentar diferentes valores de temperatura ao longo do dia, mês e ano e eles deverão ser considerados.

A capital mais quente no Brasil é Teresina, no Piauí, e a temperatura para projeto que corresponde ao valor que somente 0,4% ou 35 horas do ano ela será ultrapassada.

TABELA 2 – TEMPERATURAS MÁXIMAS DE BULBO ÚMIDO E DE BULBO SECO PARA ALGUMAS CIDADES DO BRASIL, CONFORME ABNT NBR 16401 PARTE I

CIDADE	TBS MÁXIMO °C	TBU COINCIDENTE °C	TBU MÁXIMO °C	TBS COINCIDENTE °C	DIFERENCIAL DIÁRIO °C
Belém (PA)	33,1	26,1	28,0	30,3	8,2
Rio de Janeiro (RJ)	34,0	25,2	26,6	30,8	6,1
São Paulo (SP)	32,0	20,3	23,2	27,8	8,3
Teresina (PI)	37,9	24,7	26,9	32,9	12,2

Nota: o diferencial diário de temperatura é a diferença da temperatura de bulbo seco ao longo do dia, maior menos a menor.

TABELA 3 – TEMPERATURAS BIN PARA SÃO PAULO

TBS °C	1 A 6 HORAS	7 A 12 HORAS	13 A 18 HORAS	18 A 24 HORAS	SUBTOTAL	PORCENTAGEM	
						FAIXA	ACUMULADA
5 a 7	0	1	0	0	1	0,01%	0,01%
8 a 10	58	24	4	24	110	1,26%	1,27%
11 a 13	430	194	38	205	867	9,90%	11,16%
14 a 16	875	473	247	723	2318	26,46%	37,63%
17 a 19	597	567	431	661	2256	25,75%	63,38%
20 a 22	220	479	486	445	1630	18,61%	81,99%
23 a 25	10	281	508	110	909	10,38%	92,36%
26 a 28	0	144	299	22	465	5,31%	97,67%
29 a 31	0	27	164	0	191	2,18%	99,85%
32 a 34	0	0	13	0	13	0,15%	100,00%
	2190	2190	2190	2190	8760	100,00%	

Nota: se considerarmos o diferencial total de temperatura de 16 °C, é possível estimar que o sistema de rejeição de calor a ar, somente calor sensível, irá operar de forma semelhante ao sistema de rejeição de calor à água, somente calor latente em cerca de 92% das horas do ano.

TABELA 4 – TEMPERATURAS BIN PARA RIO DE JANEIRO

TBS °C	1 A 6 HORAS	7 A 12 HORAS	13 A 18 HORAS	18 A 24 HORAS	SUBTOTAL	PORCENTAGEM	
						FAIXA	ACUMULADA
11 a 13	2	2	0	0	4	0,05%	0,05%
14 a 16	117	71	2	19	209	2,39%	2,44%
17 a 19	578	245	61	241	1125	12,88%	15,32%
20 a 22	708	555	341	778	2382	27,27%	42,58%
23 a 25	675	664	790	780	2909	33,30%	75,88%
26 a 28	99	433	570	287	1389	15,90%	91,78%
29 a 31	5	166	293	77	541	6,19%	97,97%
32 a 34	0	39	98	2	139	1,59%	99,57%
35 a 37	0	9	27	0	36	0,41%	99,98%
38 a 40	0	0	2	0	2	0,02%	100,00%
	2184	2184	2184	2184	8736	100,00%	

Nota: se considerarmos o diferencial total de temperatura de 16 °C poderemos estimar que o sistema de rejeição de calor a ar, somente calor sensível, irá operar de forma semelhante ao sistema de rejeição de calor a água, somente calor latente em cerca de 75% das horas do ano.

Sistema de rejeição de calor latente:

◆ Vantagens:

- Temperatura de operação menor para o processo em torno de 40 °C, maior campo de aplicação em tr;
- Menor consumo de energia elétrica, devido à menor vazão de ar em torno de 400 (m³/h.tr);
- Menor espaço de planta ocupado ¼ do sistema.

◆ Desvantagens:

- Circuito aberto com grande absorção dos contaminantes do ar;

- Necessidade da água de reposição em torno de 2% da água em circulação, este custo de operação poderá ser significativo;
- Crítico em regiões com problemas de fornecimento ou da qualidade da água;
- Necessidade de tratamento químico e biológico da água.

Sistema de rejeição de calor sensível:

◆ Vantagens:

- Circuito fechado a água não entra em contato com o ar;
- Permite resfriar outros fluídos que não seja a água;
- Não consome água e pode operar em regiões de falta de água;

- O tratamento da água é anual.
- ◆ Desvantagens:
 - Maior temperatura de operação para o processo, 50 °C, menor campo de aplicação;
 - Maior consumo de energia elétrica devido à maior vazão de ar 1.500 m³/(h.tr);
 - Maior área ocupada 4x a de calor latente.

Nota: a potência consumida para a circulação de um fluido, seja por bombas (líquido) ou por ventiladores (ar), é obtida a partir da equação:

$$P W = (Q \text{ m}^3/\text{s} * \Delta P \text{ Pa}) / \eta$$

Em que:

- Q é a vazão do fluido em m³/s;
- ΔP diferencial de pressão em W;
- η é o rendimento da bomba ou do ventilador.

É possível também usar sistemas híbridos com operação somente sensível para temperatura de bulbo seco menor ou igual a 25° C e acima desta o sistema opera complementado por evaporação de água, calor latente, para manter o valor da água de resfriamento.

- Resfriador de líquido ou condensador evaporativo – torres de resfriamento com trocadores de calor interno;
- Trocador de calor aletado com pré-resfriamento evaporativo.

Coefficiente de desempenho

Nos casos em que for necessário manter temperaturas de processo inferior a 40 °C deveremos usar sistemas mecânicos de transferência de calor da menor temperatura (absorção) para a maior temperatura de rejeição de calor.

É interessante analisar este processo em cada uma de suas etapas ou seja:

- Diferença de temperatura entre o ambiente condicionado e o meio externo;
- Aproximações dos trocadores de calor;
- Diferenciais de temperatura para transporte de calor;
- Transferência de calor da menor temperatura para a maior temperatura;

Devemos dividir os consumidores de energia conforme a sua função:

- ◆ Equipamento de transferência de calor: transferência de calor do menor nível de temperatura (fonte) para o maior nível e temperatura (sumidouro);
 - Ciclo de compressão a vapor – compressor;
 - Ciclo de absorção.
- ◆ Equipamentos de troca de calor: troca de energia do ponto de maior temperatura (fonte - ambiente) para o de menor temperatura (sumidouro – trocador de calor);
 - Trocadores de calor: água/ar; refrigerante/ar, refrigerante/água
- ◆ Equipamentos de transporte de calor: movimentação do ar do

ambiente e/ou do fluido de transporte do calor (água, solução, refrigerante);

- Líquidos – bombas;
- Ar – ventiladores

Cada um dos itens anteriores irá interferir no consumo de energia, seja por si próprio, compressores, ventiladores e bombas, seja por alterar o ponto de trabalho de compressores. Novamente iremos usar o conceito de aproximação, ou seja, a diferença entre dois valores de temperatura de diferentes fluidos em um trocador de calor, como também a possibilidade de variar o fluxo conforme a variação da carga de processo ou das condições de temperatura externa.

Os sistemas de transferência e de transporte de calor devem ser analisados pelo Coeficiente de Desempenho COP ou Coeficiente de Eficácia CE, por meio da relação entre o que desejo dividido pelo gasto em obter, no nosso caso, capacidade de refrigeração dividida pelo consumo de energia/gasto em obter em kW/kW. Pode ser usada também a relação consumo de energia em kW dividida pela capacidade de refrigeração em kW/TR, para equipamentos acionados por eletricidade.

Como o fluxo de calor é sempre da maior temperatura para a menor temperatura, teremos de realizar um ciclo termodinâmico em que este processo seja invertido, normalmente, um ciclo de compressão a vapor ou um ciclo de absorção.

Para analisar o efeito no COP final iremos analisar as seguintes etapas:

- ◆ COP teórico – temperatura do ambiente interno e do ambiente externo – máximo
 - $COP = T_{amb} K / (T_{ext} K - T_{amb} K)$
 - ◆ COP do fluido intermediário – expansão indireta considera a temperatura do fluido de refrigeração (água ou solução) e de rejeição de calor (água)
 - $COP = T_{ag} K / (T_{acd} K - T_{ag} K)$
 - ◆ COP do trocador de calor – considera as temperaturas do fluido refrigerante e de rejeição de calor – Expansão direta – temperatura de evaporação e de condensação
 - $COP = T_{ev} K / (T_{cd} K - T_{ev} K)$
 - ◆ COP do refrigerante a partir das diferenças de entalpia de evaporação e de compressão específicas de cada refrigerante
 - COP = efeito de refrigeração (h1 – h4) kJ/kg/trabalho específico de compressão (h2-h1) kJ/kg.
 - ◆ COP real do compressor
 - COP = capacidade de refrigeração kW/consumo kW
 - ◆ COP real capacidade de refrigeração líquida/consumo do equipamento.
 - COP = capacidade de refrigeração líquida/soma do consumo do compressor e motores de bombas ou de ventiladores.
- Para permitir uma comparação, iremos analisar uma condição de condicionamento de ar em condições nominais para sistemas de expansão indireta AG e de expansão direta DX com condensação a água e a ar.

TABELA 5 – TEMPERATURAS DO PROCESSO DE TRANSFERÊNCIA E DE TRANSPORTE DE CALOR

TEMPERATURAS OPERACIONAIS	°C CONDENSAÇÃO	FONTE AMBIENTE INTERNO	EVAPORADOR FLUIDO DE TRANSPORTE	EVAPORAÇÃO REFRIGERANTE TEV	CONDENSAÇÃO REFRIGERANTE TCD	CONDENSADOR FLUIDO DE TRANSPORTE	SUMIDOURO AMBIENTE EXTERNO
Ar condicionado							
Expansão direta	Ar	25		4	54		35
Expansão direta	Água	25		4	40	30	25
Expansão indireta AG	Ar	25	7	3	50		35
Expansão indireta AG	Água	25	7	3	40	30	25
Expansão indireta Alta Eficiência AG	Água	25	7	4	38	30	25

Para os valores da tabela 5 podemos calcular o COP de cada etapa:

TABELA 6 – COP DAS DIFERENTES ETAPAS

COEFICIENTE DE EFICÁCIA CE	AMBIENTE INTERNO EXTERNO	TROCADOR DE CALOR DE CALOR DIRETO INDIRETO	TROCADOR DE CALOR DIRETO EVAP/COND	REFRIGERANTE NOME	REFRIGERANTE TEV/TCD (H1-H4)/(H2-H1)	REAL COMPRESSOR BITZER
Ar condicionado						
Expansão direta	Ar	29.8	5.5	HCFC-22	4.1	2.9
Expansão direta	Água		9.1	7.7	HCFC-22	4.0
Expansão indireta AG	Ar	29.8	5.9	HFC-134a	3.6	3.0
Expansão indireta AG	Água		12.2	7.5	HFC-134a	4.1
Expansão indireta AG AE	Água		12.2	8.2	HCFC-123	6.4

Nota-se que, pelo fato de termos que transferir o calor da maior temperatura para a menor temperatura e depois elevar a pressão da menor temperatura de evaporação para a maior temperatura de condensação, o COP vai sendo reduzido.

No COP do compressor, devemos considerar as seguintes

influências:

- Eficiência de compressão;
- Temperatura de evaporação e de condensação;
- Propriedades do fluido refrigerante.

Analisando cada um dos trocadores de calor, podemos elaborar as seguintes tabelas de desempenho:

TABELA 7 – CONDENSADORES

VALORES TÍPICOS CONDENSADORES	UNIDADES	AR/REFR PADRÃO	AR/REFR ALTA EFIC.	AR/REFR T&T	AR/REFR C&T
Temperatura de bulbo seco	°C	35	35	35	35
Temperatura de bulbo úmido	°C	25	25	25	25
Temperatura de condensação	°C	55	50	43,3	38
Temperatura de entrada do fluido	°C	35	35	29,5	29,5
Temperatura de saída do fluido	°C	47	47	36,5	35
Maior diferença	°C	20	15	13,8	8,5
Menor diferença	°C	8	3	6,8	3
MLDT	°C	13,10	7,46	9,89	5,28

Nota: Ar/Refr – trocador de calor de expansão direta ar/refrigerante;

Alta efic. – alta eficiência, maior área de troca de calor;

T&T – tubo em tubo ou trocador de calor de baixa eficiência, área reduzida;

C&T – casco e tubo ou trocador de calor de maior eficiência, maior área;

MLDT – média logarítmica das diferenças de temperatura

TABELA 8 – EVAPORADORES

VALORES TÍPICOS EVAPORADORES	UNIDADES	AR/REFR PADRÃO	AR/REFR ALTA EFIC.	AR/REFR T&T	AR/REFR C&T
Temperatura de bulbo seco	°C	27	27		
Temperatura de bulbo úmido	°C	19,5	19,5		
Temperatura de evaporação	°C	2	6	2	5
Temperatura de entrada do fluido	°C	27	27	12,7	12,7
Temperatura de saída do fluido	°C	10	12	7,2	7,2
Maior diferença	°C	25	21	10,7	7,7
Menor diferença	°C	8	6	5,2	2,2
MLDT	°C	14,92	11,97	7,62	4,39

Nota: Ar/Refr – trocador de calor de expansão direta ar/refrigerante;

Alta efic. – alta eficiência, maior área de troca de calor;

MLDT – média logarítmica das diferenças de temperatura.

TABELA 9 – COP DE DIFERENTES SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR PARA UMA CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO DE 1000 TR.

CONSUMO DOS EQUIPAMENTOS CONSUMO DE AC REF. 1000 TR	VENTILADOR FAN&COIL	BOMBA AG	EQUIPAM.	BOMBA ACD	VENTILADOR TORRE	TOTAL	COP
Janela			1250			1250	2.81
Minisplit			1250			1250	2.81
Self a ar			1350			1350	2.60
Self a água D t 5,5°C			1000	79	44	1123	3.13
Self a água D t 8°C			1002	54	44	1100	3.19
Self a água D t 5,5°C Sensível			1150	81	111	1342	2.62
Refrig. de água Scroll a ar D t 5,5°C	76	61	1250			1387	2.54
Refrig. de água Scroll D t 5,5°C	76	61	900	77	44	1158	3.04
Refrig. de água Scroll D t 8°C	61	42	902	53	44	1102	3.19
Refrig. de água Parafuso a ar	76	61	1200			1337	2.63
Refrig. de água Parafuso D t 5,5°C	76	61	700	73	44	955	3.68
Refrig. de água Parafuso D t 8°C	61	42	720	51	44	918	3.83
Refrig. de água Centrífugo D t 5,5°C	76	61	550	71	44	802	4.38
Refrig. de água Centrífugo D t 8°C	61	42	570	49	44	766	4.59

Nota: os valores da Tabela 9 são para operação nas condições nominais do ambiente de 24 °C – 50% de umidade relativa e do ar externo, 35 °C de temperatura de bulbo seco e 24 °C de temperatura de bulbo úmido. Dependendo da seleção, os valores de consumo poderão variar.

A equação de troca de calor é:

- $Q \text{ kW} = U \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{°C}) * A \text{ m}^2 * \text{MLDT } \text{°C};$

Ou seja, para aumentar a transferência de calor, teremos

de aumentar consideravelmente o MLDT e a diferença entre o padrão de mercado e o de alta eficiência deverá aumentar a área consideravelmente, já que o coeficiente global de transmissão de calor é constante para uma dada geometria. Menor consumo de operação implica trocadores de calor com maior área, com

maior custo.

As tabelas anteriores informam somente o valor do compressor e dos trocadores de calor, transferência de calor, mas, para ter uma informação completa teremos que acrescentar os consumidores de transporte de calor como as bombas e os ventiladores.

Comparamos a seguir os diferentes equipamentos para condicionamento de ar e poderemos ver que as diferenças são reduzidas quando comparamos o sistema completo, mas ainda assim equipamentos de grande porte são mais eficientes que equipamentos de menor porte ou para um único ambiente.

As tabelas também analisam o efeito da redução da vazão do fluido de refrigeração direta (ar ou água) e indireta (água) com o aumento do diferencial de temperatura, mas foi considerada a mesma pressão diferencial de bombeamento, com uma economia na instalação pela redução dos diâmetros das tubulações de água ou dos dutos de ar.

Os exemplos com diferencial de temperatura de 8 °C procuram mostrar a economia no consumo em função da redução do fluxo do fluido de refrigeração ar e água.

As economias de operação anual serão muito maiores para sistemas de vazão de fluido variável e diferencial de temperatura constante, em que, com o uso de inversores de frequência, teremos grandes economias na potência de bombeamento, conforme já descrito em texto anterior.

Conclusão

São necessárias simulações de consumo anual, pois nem sempre o sistema de melhor COP à plena carga é o sistema de menor consumo anual para a mesma carga; o uso de fluxo variável no lado da água e no lado do ar é fundamental.

Também não existe milagre. Equipamentos com grandes áreas de troca e de maior custo terão um menor custo de operação e provavelmente serão a melhor opção em longo prazo.

É a partir de um bom projeto, baseado em uma simulação de desempenho e da sua correta execução, que teremos o menor custo operacional de um sistema de transferência e de transporte de calor.

**OSWALDO DE SIQUEIRA BUENO é engenheiro mecânico de projeto, com pós-graduação em Ar Condicionado pela Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. É consultor em engenharia para equipamentos de transferência de calor e controle de umidade em processos industriais, frio alimentar e conforto humano, através da empresa Oswaldo Bueno Engenharia e Representações. É consultor da Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento (Abrava) e gestor do Comitê Brasileiro 55 da ABNT. É também professor em cursos de informação na Abrava/SMACNA e Latus-Senso em condicionamento de ar e de refrigeração na Faculdade de Engenharia Industrial (FEI).*

Continua na próxima edição

Confira todos os artigos deste fascículo em www.osetoreletrico.com.br
Dúvidas, sugestões e comentários podem ser encaminhados para o e-mail redacao@atitudeeditorial.com.br