

5. Estudo de Casos

No presente capítulo mostram-se os resultados decorrentes de quatro (4) estudos de casos referentes à otimização de sistemas reais comerciais (para três unidades de condicionamento de ar e para uma bomba de calor). Vale destacar que todos os sistemas considerados como base são sistemas reais comerciais de alto desempenho (isto é, já otimizados pelas empresas, resultado de estudos de pesquisa e desenvolvimento no passado). Mesmo assim, a ferramenta de otimização GAFIS conseguiu obter melhoras significativas. Para todos os casos comparam-se as irreversibilidades do sistema completo, e de cada um de seus componentes, para o projeto original e o projeto otimizado

O primeiro estudo de caso visa melhorar o desempenho numa unidade comercial existente, da ICP (ICPUSA, 2009), um sistema mini-split de 3 TR. Este sistema de condicionamento de ar trabalha com R410A.

O segundo estudo de caso mostra a diminuição do custo de produção num equipamento de condicionamento de ar residencial típico dos EEUU, uma unidade Lennox (Lennox, 2009) – Sistema tipo “split” de 3 TR. Neste caso procurou-se por sistemas que utilizem menos recursos (número de tubos, basicamente) porém, se mantendo a capacidade de resfriamento e desempenho do sistema.

O terceiro estudo de caso avalia o impacto no desempenho, em sistemas otimizados de condicionamento de ar, ao se utilizar trocadores de calor com tubos de diâmetros menores. Uma unidade Lennox foi considerada como base. Esta unidade de uma capacidade nominal de 3,2 TR.

O quarto estudo de caso visa otimizar o desempenho em uma unidade Haier (Haier, 2009a), que apresenta uma distribuição de ar não uniforme sobre um de seus trocadores de calor. O sistema Haier, asiático, é uma bomba de calor utilizada para condicionamento de ar. Este sistema é do tipo “split” e tem uma capacidade nominal de 0,9 TR.

5.1. Caso 1: Melhora do desempenho de um Sistema tipo Mini-Split de 3 TR da ICP

Na presente seção mostram-se os resultados do estudo que pretende melhorar o desempenho de um sistema de condicionamento de ar tipo Mini-Split de 3 TR da ICP (International Comfort Products Corporation, U.S.A.). Mostra-se a série de testes realizados onde se encontraram ganhos da ordem de 15% no COP do sistema, a evolução dos parâmetros característicos do ciclo de refrigeração durante o processo de otimização de um dos testes, assim como uma análise comparativa de irreversibilidades do sistema otimizado completo e de cada um de seus componentes com respeito ao sistema original.

5.1.1. Dados de entrada

Um equipamento comercial de condicionamento de ar tipo Mini-Split de 3 TR da ICP foi considerado como projeto base para o presente estudo (capacidade real de 2,8 TR). A ICP projeta, produz e comercializa sistemas de condicionamento de ar central de alta qualidade e desempenho para uso residencial e comercial (ICPUSA, 2009), por meio das seguintes marcas comerciais: ICP, Heil, Tempstar, Arcoaire, Comfortmaker e KeepRite.

Esta unidade da ICP, que trabalha com R410A, é composta, basicamente, por um evaporador tipo tubo-aletado de 3x18 tubos, um condensador tipo tubo-aletado de 1x36 tubos, um compressor hermético modelo ZP29K5E-PFV, e uma válvula de expansão termostática. Fotografias do evaporador (mostrando parte das conexões entre os tubos que definem seu circuito, na parte frontal do evaporador) e da unidade condensadora (compressor hermético e condensador de uma fila de 36 tubos) podem ser observadas na fig.24 e 25, respectivamente.

Os circuitos do refrigerante desta unidade (considerada como referência neste estudo) podem ser vistos na fig.26.a para o evaporador e na fig.26.b para o condensador. Devido ao fato de o condensador apresentar um elevado número de tubos por fileira (de tubos), o circuito será mostrado de maneira “segmentada” utilizando-se o artifício de usar “três pontos seguidos” na figura, o que indicará a continuidade do circuito numa mesma fileira de tubos, como mostrado na fig.26.b.

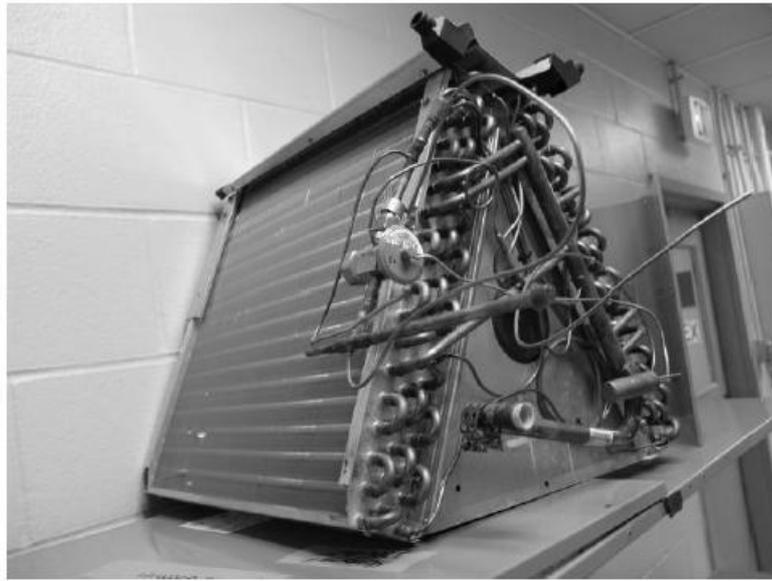


Figura 24. Evaporador do Sistema Mini-Split de 3 TR da ICP.

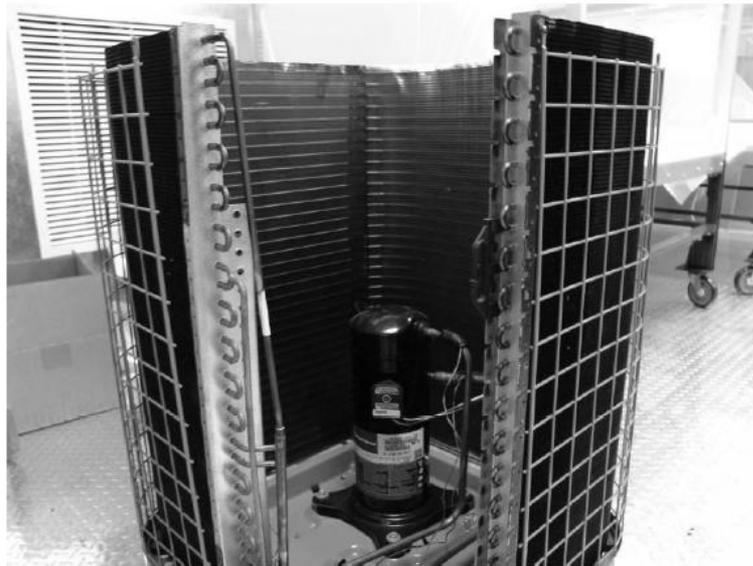


Figura 25. Unidade Condensadora do Sistema Mini-Split de 3 TR da ICP.

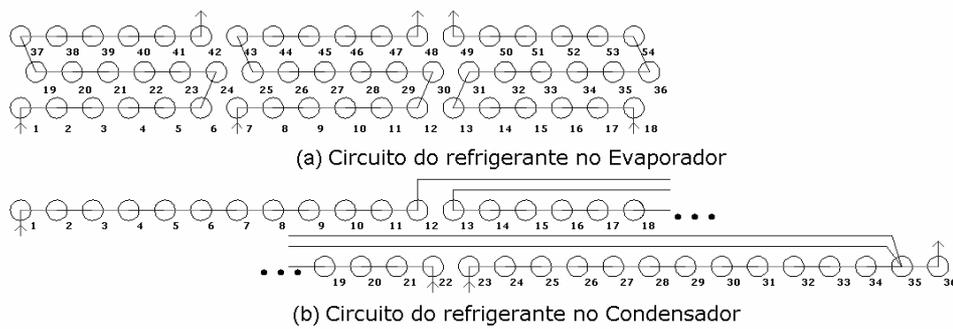


Figura 26. Circuitos originais do refrigerante no sistema da ICP.

Um resumo das principais características geométricas dos trocadores de calor e das condições ambientais de operação, entre outros dados de interesse, pode ser visto na tabela 6. Todos estes dados necessários para a simulação do sistema, encontram-se sob o nome de projeto AC-ICP-3TON-A.

As condições ambientais de operação deste sistema são definidas a partir das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido, de aproximação dos trocadores de calor, sempre considerando à pressão atmosférica.

Este sistema, no seu ciclo termodinâmico, possui um valor de 8,6 K do grau de subresfriamento, na saída do condensador, e um valor de 5,6 K do grau de superaquecimento na saída do evaporador.

Tabela 6. Dados gerais do projeto AC-ICP-3TON-A (Sistema da ICP).

Características do Projeto				
Projeto	AC-ICP-3TON-A			
Sistema	Condicionamento de ar			
Refrigerante	R410A			
Trocadores de Calor				
	Evaporador		Condensador	
Comprimento	0,508	[m]	1,905	[m]
Altura	0,4572	[m]	0,8128	[m]
Núm.de Fileiras de tubos	3	[-]	1	[-]
Núm.de Tubos por fileira	18	[-]	36	[-]
Núm.de Aletas por metro	570,866	[-]	984,252	[-]
Espessura das aletas	0,000127	[m]	0,0000889	[m]
Tipo de aleta	Lanced (old)	[-]	Lanced (old)	[-]
Diâmetro interno dos tubos	0,008534	[m]	0,006223	[m]
Tipo de superfície interna dos tubos	Smooth (DT 5)	[-]	Other Smooth	[-]
Altura das micro-aletas		[m]		[m]
Núm.de micro-aletas		[-]		[-]
Compressor				
Modelo	ZP29K5E-PFV			
Dispositivo de expansão				
Tipo	Dispositivo de expansão Isoentálpica			
Condições Ambientais de Operação				
	Temp.Bulbo seco	Temp.Bulbo úmido	Umidade relativa	Pressão
	[K]	[K]	[-]	[kPa]
Para o Condensador	308,18	289,46		101,28
Para o Evaporador	299,73	292,68		101,28
Modo de Avaliação do Ciclo				
Grau de Subresfriamento na Saída do Condensador				8,61 [K]
Grau de Superaquecimento na Saída do Evaporador				5,56 [K]

5.1.2. Testes realizados

No presente estudo de caso realizaram-se quatro (4) testes de otimização, denominados como: C1T1, C1T2, C1T3 e C1T4. Em todos os testes procurou-se aumentar o COP do sistema. Os testes C1T1, C1T2 e C1T3 são otimizações realizadas por meio da ferramenta de otimização GAFIS. O teste C1T4 foi uma otimização manual com ajuda do programa Genesym, a partir dos resultados dos testes de otimização prévios.

No teste C1T1 otimizaram-se os circuitos do refrigerante com o fim de aumentar o COP do sistema, procurando manter a mesma configuração dos circuitos conforme projetado originalmente (mantendo o número de ramais que compõem os circuitos, e os tubos designados como entradas e saídas dos ramais). A definição da configuração dos circuitos para este teste (C1T1) pode ser observada na primeira coluna da tabela 7. Dados complementares com respeito aos parâmetros de otimização utilizados podem ser vistos em maior detalhe no Apêndice C.

Os circuitos encontrados pelo método GAFIS, no teste C1T1, são mostrados na fig.27. Utilizando estes circuitos otimizados se obteve um aumento de 4,5% no COP do ciclo de refrigeração ($COP_{orig} = 3,42$; $COP_{C1T1} = 3,57$). A capacidade de resfriamento também viu-se favorecida, passando de 9,89 kW para 10,35 kW (o que representa um aumento de 4,63%). A potência do compressor manteve-se praticamente invariante.

A temperatura de evaporação do ciclo de refrigeração teve um pequeno acréscimo de 1,4°C, com respeito ao ciclo base, sendo que a temperatura de condensação manteve-se praticamente invariante. Por outro lado, o sistema, ao utilizar os circuitos encontrados no teste C1T1, precisará de uma maior carga de refrigerante (em torno de 6,38% de carga de refrigerante a mais que no sistema original).

Tabela 7. Configurações dos circuitos nos testes C1T1, C1T2 e C1T3.

	C1T1	C1T2	C1T3
Número de zonas no evaporador	3	3	3
Número de tubos por zona	18	18	18
Índice dos tubos de entrada nos ramais do Evap.	1-7-18	1-7-18	1-7-18
Índice dos tubos de saída nos ramais do Evap.	42-48-49	42-48-49	42-48-49
Número de zonas no condensador:	3 (zona bifásica)	4	3
Número de tubos por zona	12-10-12	9	12
Índice dos tubos de entrada nos ramais do Cond.	1-22-23	1-18-19-36	1-24-36
Índice dos tubos de saída nos ramais do Cond.	12-13-34 (zona de subresfriado)	9-10-27-28	12-13-25
Número de tubos por zona	2		
Índice dos tubos de entrada nos ramais do Cond.	35		
Índice dos tubos de saída nos ramais do Cond.	36		

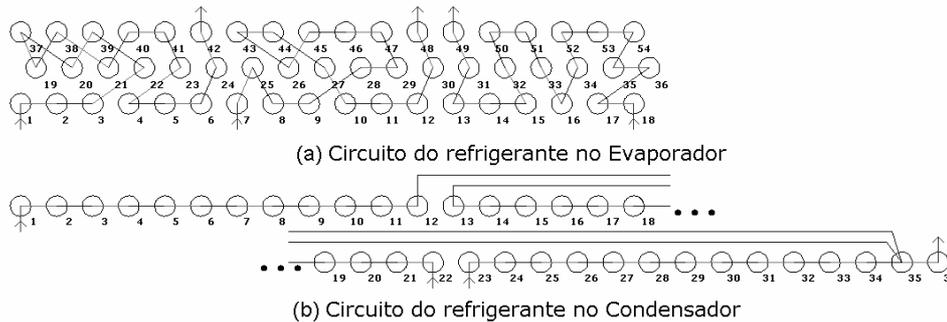


Figura 27. Teste C1T1 – Circuitos otimizados considerando a configuração base.

Numa etapa seguinte, decidiu-se deixar o programa de otimização propor o número de ramais ótimo nos circuitos (no evaporador e no condensador) de forma a favorecer o desempenho do sistema. Para a definição do número de ramais ótimos foi dispensada, neste caso, a restrição de um número par de tubos para cada ramal (um número par de tubos em um ramal garante que os tubos de entrada e de saída para um ramal estejam sempre no mesmo lado do trocador de calor) com a intenção de procurar as melhores possíveis soluções.

Devido ao fato de que duas propostas de número de ramais ótimos mostraram-se promissórias (uma primeira opção que consideraria o uso de 3 ramais no circuito do evaporador e 4 ramais no circuito do condensador, e uma segunda opção que consideraria o uso de 3 ramais no circuito do evaporador e 3 ramais no circuito do condensador, se dispensando o uso de um ramal de subresfriamento por não mostrar maior aporte ao desempenho do sistema), realizou-se um teste de otimização para cada uma de estas opções (testes C1T2 e C1T3).

No teste C1T2 otimizaram-se os circuitos do refrigerante utilizando a configuração dos circuitos indicada na segunda coluna da tabela 7. Dados complementares com respeito aos parâmetros de otimização utilizados podem

ser vistos no Apêndice C. Os circuitos encontrados pelo método GAFIS, no teste C1T2, são mostrados na fig.28. Utilizando estes circuitos se obteve um aumento de 15,3% no COP do ciclo de refrigeração ($COP_{orig} = 3,42$; $COP_{C1T2} = 3,94$). A capacidade de resfriamento também viu-se favorecida, passando de 9,89 kW para 10,57 kW (que representa um aumento de 6,9%). A potência do compressor teve uma diminuição de 7,3% ($Wcomp_{orig} = 2,89 \text{ kW}$; $Wcomp_{C1T2} = 2,68 \text{ kW}$).

A temperatura de evaporação do ciclo de refrigeração teve um pequeno acréscimo de 1,2 °C, com respeito ao ciclo base, sendo que a temperatura de condensação teve uma diminuição de 2,4 °C. Igualmente, o sistema, utilizando os circuitos encontrados no teste C1T2, precisará de uma menor carga de refrigerante (um 8,3% de carga de refrigerante a menos que no sistema original).

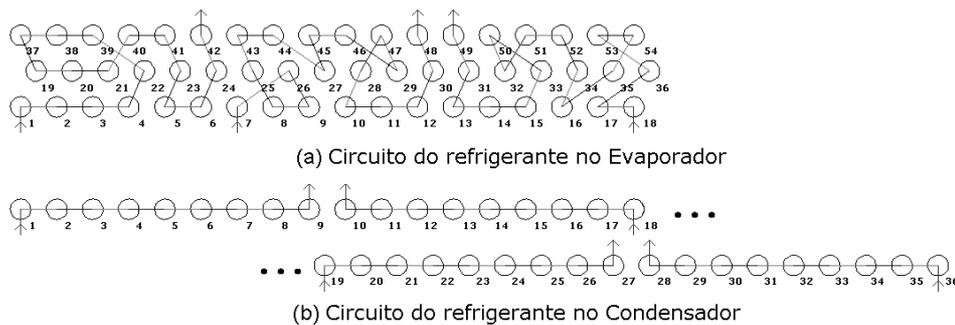


Figura 28. Teste C1T2 - Circuitos otimizados para a Unidade da ICP.

No teste C1T3 otimizaram-se os circuitos do refrigerante utilizando a configuração indicada na terceira coluna da tabela 7. Dados complementares com respeito aos parâmetros de otimização utilizados podem ser vistos no Apêndice C.

Os circuitos encontrados pelo método GAFIS, no teste C1T3, são mostrados na fig.29. Utilizando estes circuitos otimizados se obteve um aumento de 14,9% no COP do ciclo de refrigeração ($COP_{orig} = 3,42$, $COP_{C1T3} = 3,93$). A capacidade de resfriamento também viu-se favorecida, passando de 9,89 kW para 10,60 kW (o que representa um aumento de 7,2%). A potência do compressor teve uma diminuição da uma ordem de 6,7% ($Wcomp_{orig} = 2,89 \text{ kW}$; $Wcomp_{C1T2} = 2,70 \text{ kW}$).

A temperatura de evaporação do ciclo de refrigeração teve um pequeno acréscimo de 1,2°C, com respeito ao ciclo base, sendo que a temperatura de condensação teve uma diminuição de 2,4 °C. Por outro lado, o sistema, utilizando os circuitos encontrados no teste C1T3, precisará de uma menor carga de refrigerante (algo em torno de menos 6,0% de carga de refrigerante se comparando ao sistema original).

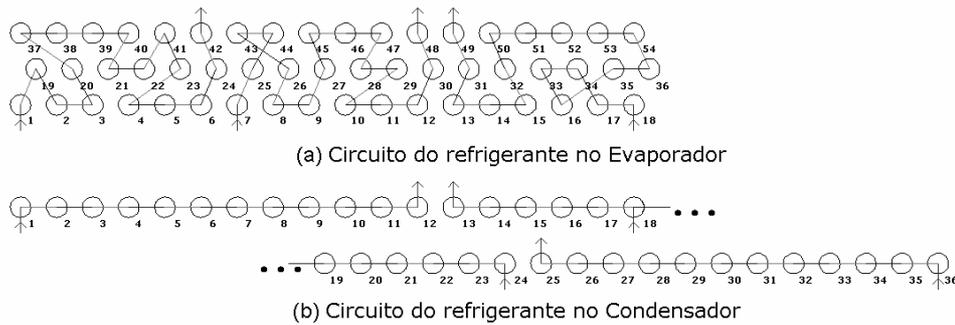


Figura 29. Teste C1T3 - Circuitos otimizados para a Unidade da ICP.

Numa etapa seguinte, testaram-se algumas possíveis variantes dos circuitos otimizados encontrados (nos testes C1T2 e C1T3), de maneira manual, por meio do programa Genesym. O melhor resultado encontrado neste teste, denominado C1T4, é mostrado na fig.30. Utilizando estes circuitos, o ciclo de refrigeração teria parâmetros de funcionamento e de desempenho similares aos encontrados no teste C1T2.

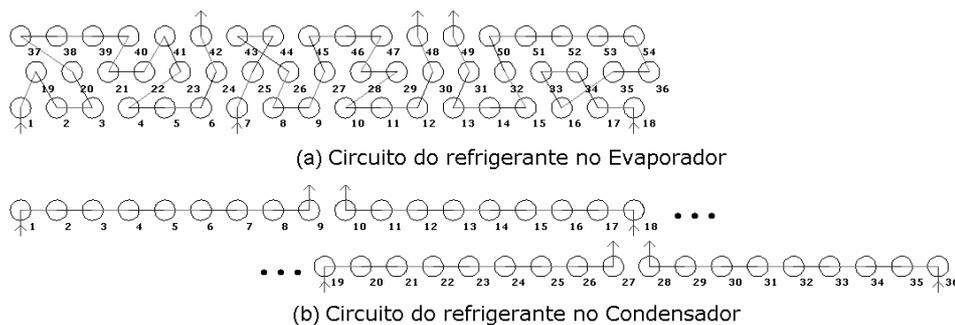


Figura 30. Teste C1T4 - Circuitos otimizados para a Unidade da ICP.

Na tabela 8 mostra-se o resumo dos principais parâmetros de funcionamento para os ciclos de refrigeração, assim como suas variações em percentual respeito ao projeto base, encontrados nos testes realizados.

Tabela 8. Resumo de resultados dos testes de otimização na Unidade da ICP.

	Projeto Base	C1T1		C1T2		C1T3		C1T4	
			Δ [%]		Δ [%]		Δ [%]		Δ [%]
Potência Compressor [kW]	9,89	10,348	4,63	10,568	6,86	10,598	7,16	10,57	6,88
COP	2,892	2,897	0,17	2,68	-7,33	2,697	-6,74	2,681	-7,30
COP	3,4193	3,5714	4,45	3,9424	15,30	3,9293	14,92	3,9434	15,33
Vazão mássica refrig. [kg/s]	0,06007	0,06277	4,49	0,06272	4,41	0,06265	4,29	0,06273	4,43
Carga de refrigerante [kg]	2,273	2,418	6,38	2,084	-8,32	2,136	-6,03	2,097	-7,74
Temp.Evaporação [K]	282,44	283,81	0,49	283,62	0,42	283,59	0,41	283,61	0,41
Temp.Condensação [K]	320,51	320,83	0,10	318,16	-0,73	318,09	-0,76	318,16	-0,73

Com base no resumo de resultados mostrado na tabela 8, tem-se que a opção mais favorável, para o COP, seria a encontrada no teste C1T3. Porém, no teste C1T2, que apresenta um valor similar de melhora no COP, mostra uma diminuição significativa de carga de refrigerante. Finalmente, levando em consideração a restrição de se ter os tubos de conexão de entrada e de saída dos circuitos num mesmo lado nos trocadores de calor (sendo isto desejável pelos fabricantes) tem-se que o resultado encontrado no teste C1T3 mostra-se, do ponto de vista prático de construção e de melhora do desempenho do sistema, como a solução mais favorável.

5.1.3. Evolução dos parâmetros no ciclo de refrigeração

A título de exemplo, considerou-se o teste C1T2 para mostrar a evolução no processo de otimização dos parâmetros do ciclo de refrigeração. Para este caso, na fig.31 mostram-se as curvas de evolução para os principais parâmetros de funcionamento do ciclo de refrigeração ao longo do processo de otimização (COP, potência do compressor, temperatura de evaporação e de condensação, carga de refrigerante no sistema, vazão mássica do refrigerante, taxa de transferência de calor no evaporador e no condensador, razão de compressão e quedas de pressão no evaporador e no condensador).

No presente caso, na busca da maximização do COP do sistema, passa-se indiretamente pela busca de um melhor desempenho do evaporador e do menor consumo de potência possível do compressor (conforme mostraram os resultados encontrados nos testes C1T2 e C1T3). Entretanto, foram registradas poucas variações durante o processo de otimização neste teste C1T1 (fig.31.a).

As variações nos níveis de temperatura de condensação e evaporação não foram significativas, porém estas mostraram em todo momento uma tendência de aumento (fig.31.b). A carga de refrigerante, do sistema, tende a diminuir, mostrando variações significativas (ordem de 3,0%), na medida em que o COP aumenta. Por outro lado, a vazão de refrigerante mostrou pouca variação (ordem de 0,15%) mantendo sempre uma tendência ao aumento na medida em que o sistema era otimizado (fig.31.c).

As variações nas taxas de transferência de calor, no evaporador e no condensador, foram pouco acentuadas, na ordem de 0,15% (fig.31.d). Estas variações mostraram uma dependência direta com a vazão de refrigerante no sistema. Igualmente, uma marcada tendência de diminuição na razão de compressão foi procurada pelo sistema ao longo de toda a otimização, se mostrando esta variação significativa (fig.31.e), o que favorece à eficiência do compressor.

As tendências das quedas de pressão (no evaporador e no condensador) mostram-se em aumento (fig.31.f), guardando concordância com o aumento da vazão do refrigerante no sistema. A variação registrada na queda de pressão do evaporador resultou de uma ordem de 4,5%, sendo que para o condensador esta variação resultou de uma ordem de 0,4%. Isto, certamente, encontra-se

relacionado ao fato de que variações significativas no circuito do condensador se veem limitadas durante o processo de otimização, já que o condensador somente possui uma fileira de tubos, em comparação com as três do evaporador. Este último, por conseguinte, apresenta um maior número de possíveis soluções.

As taxas de transferência de calor, no evaporador e no condensador, mostraram uma tendência de aumento. Porém, existem mudanças observadas ao longo do processo de otimização como a diminuição observada para a taxa de transferência de calor no condensador, na evolução 32, que se registra no instante em que o COP teve um aumento significativo (fig.31.a).

Uma relação direta entre as tendências das taxas de transferência de calor e o COP não pode ser estabelecida. Nem sempre o aumento das taxas de transferência de calor no evaporador e no condensador garante que se esteja maximizando o COP do sistema. Esta afirmação resultaria válida para os demais parâmetros de funcionamento do ciclo, pois, como observado na maioria dos gráficos mostrados na fig.31, aumentos no COP podem estar relacionados a uma variação positiva ou negativa de certo parâmetro. Resulta complexo se estabelecer uma relação direta de dependência, pois muitas das variáveis do sistema podem mudar ao mesmo tempo.

Estes tipos de possíveis soluções certamente não conseguiriam ser vistas por um método de otimização seqüencial que vise o aumento do COP aplicado aos trocadores de calor. Estas soluções somente conseguem ser vislumbradas por um método de otimização simultânea, como o método GAFIS aqui proposto, que consegue otimizar o ciclo completo de refrigeração.

Certamente o aumento do COP vê-se influenciado pela combinação das múltiplas mudanças que acontecem em uma série de parâmetros de funcionamento, num instante determinado (como por exemplo: na evolução 32 tem-se um aumento da queda de pressão no evaporador, diminuição da vazão e da carga de refrigerante e aumento da taxa de transferência de calor no evaporador, dentre as que podem ser mencionadas por se ter registros destas variáveis). Resulta difícil prever o efeito combinado destes parâmetros por um especialista humano. Porém, o método de otimização GAFIS consegue encontrar as condições que maximizem o desempenho do sistema.

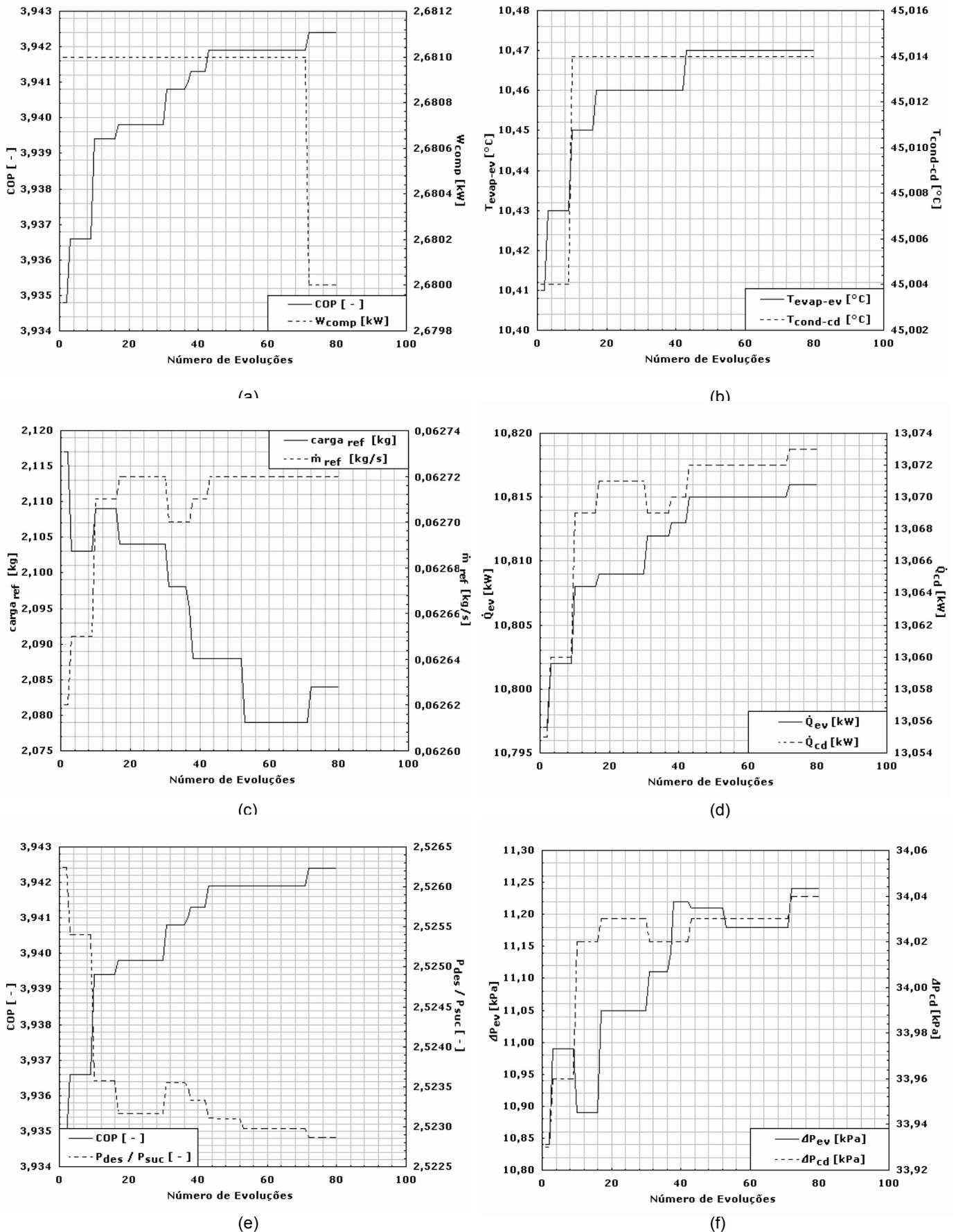


Figura 31. Test C1T2 - Evolução dos principais parâmetros de funcionamento do ciclo de refrigeração durante a otimização.

5.1.4. Análise Exergética do Ciclo Otimizado

Nesta seção comparam-se os resultados da análise de irreversibilidades do sistema original e do sistema otimizado encontrado no teste C1T3. Na tabela 9 mostra-se o resumo da análise de irreversibilidades para cada componente do sistema e para o sistema completo (variação de exergia, ΔEx ; perda de calor, \dot{Q} ; trabalho realizado, \dot{W} ; eficiência exergética, ψ ; irreversibilidade, \dot{I} ; razão entre a irreversibilidade de um componente e a irreversibilidade total do sistema, δ ; e a razão entre a irreversibilidade do sistema otimizado e a irreversibilidade do sistema original, \dot{I}/\dot{I}_0). Na parte superior da tabela mostra-se a análise de irreversibilidades para o sistema original, e na parte inferior para o sistema otimizado. Maior informação sobre a análise de irreversibilidades pode ser encontrada no Apêndice A.

Neste caso, no sistema original observa-se que a maior contribuição à irreversibilidade total do sistema é dada pelo evaporador (56,0%), seguido pelo compressor, pelo dispositivo de expansão e, por último, pelo condensador. Após o processo de otimização, as irreversibilidades nos quatro componentes do sistema diminuíram. Foi o evaporador o mais beneficiado, reduzindo sua irreversibilidade de 88,4% para 54,3%. A irreversibilidade total do sistema diminuiu em 53,8%.

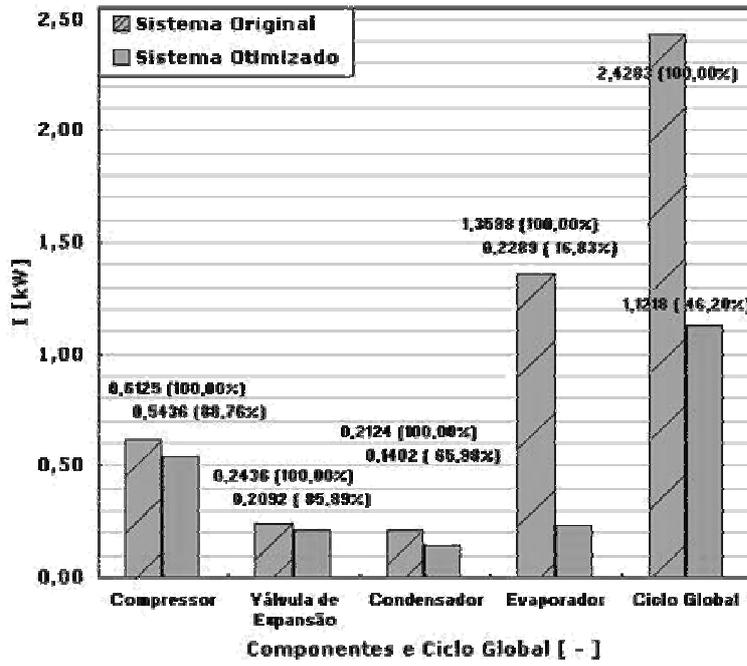
Tabela 9. Análise de irreversibilidades do sistema original e do sistema otimizado no teste C1T3.

	ΔEx [kW]	\dot{Q} [kW]	\dot{W} [kW]	ψ [%]	\dot{I} [kW]	\dot{I} [%]	δ [%]	\dot{I}/\dot{I}_0 [%]
(1) Sistema Original								
Compressor	1,8437	0,0000	-2,4563	86,53	0,6125	33,22	25,22	100,00
Válvula de Expansão	-0,2436	0,0000	0,0000	95,47	0,2436	-100,00	10,03	100,00
Condensador	-0,4288	0,2163	0,0000	93,57	0,2124	-49,54	8,75	100,00
Evaporador	-1,5375	0,1777	0,0000	70,21	1,3598	-88,44	56,00	100,00
Ciclo Global			-2,4563		2,4283		100,00	100,00
(2) Sistema Otimizado								
Compressor	1,7175	0,0000	-2,2610	88,69	0,5436	31,65	48,45	88,74
Válvula de Expansão	-0,2092	0,0000	0,0000	96,25	0,2092	-100,00	18,65	85,89
Condensador	-0,3427	0,2025	0,0000	94,96	0,1402	-40,90	12,49	65,98
Evaporador	-0,4215	0,1927	0,0000	92,18	0,2289	-54,30	20,40	16,83
Ciclo Global			-2,2610		1,1218		100,00	46,20

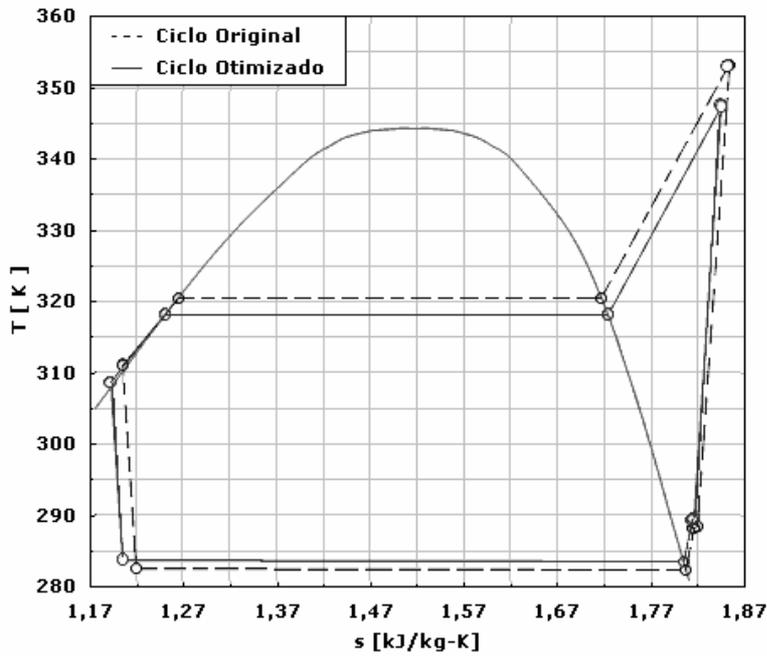
Os valores mostrados na tabela 9, referentes à perda de energia em forma de calor nos trocadores de calor (cabe cumprir que estes valores não são as capacidades dos trocadores de calor, como vem pode ser observado por comparação com o valor da capacidade do evaporador mostrado na tabela 8), são valores mínimos. Portanto, o balanço de energia do sistema, a partir das capacidades dos trocadores de calor e do trabalho realizado pelo compressor, é considerado como correto, ou qual é garantido pelo simulador Genesym no momento da simulação.

A fig.32.a mostra, para o sistema base e o otimizado, os valores da irreversibilidade para cada componente e para o sistema completo, assim como o percentual que representam respeito às irreversibilidades do sistema base. Pode ser observada de maneira clara a diminuição das irreversibilidades após o processo de otimização. A diminuição mais significativa, dentre os componentes, ocorre no evaporador.

Na fig.32.b observa-se o diagrama T-s do ciclo de refrigeração para o sistema original (linha pontilhada) e para o sistema otimizado encontrado no teste C1T3 (linha cheia). Como pode se apreciar, a área contida no diagrama T-s para o ciclo otimizado é menor que a área contida no ciclo original. Os níveis de temperatura de evaporação e condensação ficaram mais próximos entre si, no ciclo otimizado, o que melhora o desempenho do sistema.



(a)



(b)

Figura 32. (a) Irreversibilidades no sistema, (b) Variação no ciclo de refrigeração.

5.2. Caso 2: Diminuição do custo de produção de um Sistema tipo Split de 3,2 TR da Lennox

Na presente seção mostram-se os resultados encontrados no estudo que pretende diminuir o custo de produção de um sistema de condicionamento de ar tipo “split” de 3,2 TR da Lennox (Lennox, 2009). Mostra-se a série de testes realizados, a análise econômica dos custos de produção (onde se encontrou uma unidade equivalente em capacidade de resfriamento e desempenho que propiciaria uma economia de US\$15 / por unidade produzida, o que representa um 3,85% do custo de produção), assim como a análise comparativa de irreversibilidades do sistema otimizado e de cada um de seus componentes com respeito ao sistema original.

5.2.1. Dados de entrada

Um equipamento comercial de condicionamento de ar residencial tipo “split” de 3,2 TR (típico dos EEUU) da Lennox foi considerado como projeto base para o presente estudo. A Lennox, entre suas linhas de atuação, produz e comercializa, para todo o mundo, sistemas HVAC para uso residencial e comercial (Lennox, 2009).

Este equipamento, que possui uma unidade condensadora de alta eficiência, já tem sido estudado e otimizado no passado. Domanski e Payne (2002) estudaram este sistema de maneira experimental e por simulação numérica, para R22 e R410A, no NIST (National Institute of Standards and Technology, USA) em projeto de investigação para a ARTI (Air-Conditioning and Refrigeration Technology Institute, USA).

Esta unidade da Lennox, que trabalha com R410A, é composta por um evaporador tipo tubo-aletado de 3x22 tubos, um condensador tipo tubo-aletado de 2x28 tubos, um compressor tipo scroll modelo ZP32K3E-PFV, e uma válvula de expansão termostática. Fotografias da unidade evaporadora e a unidade condensadora podem ser observadas nas figs.33 e 34, respectivamente. Os circuitos do refrigerante desta unidade (considerada como referência neste estudo) podem ser vistos na fig.35.a, para o evaporador, e na fig.35.b, para o condensador.



Figura 33. Unidade evaporadora para o sistema comercial da Lennox - modelo HSX19.

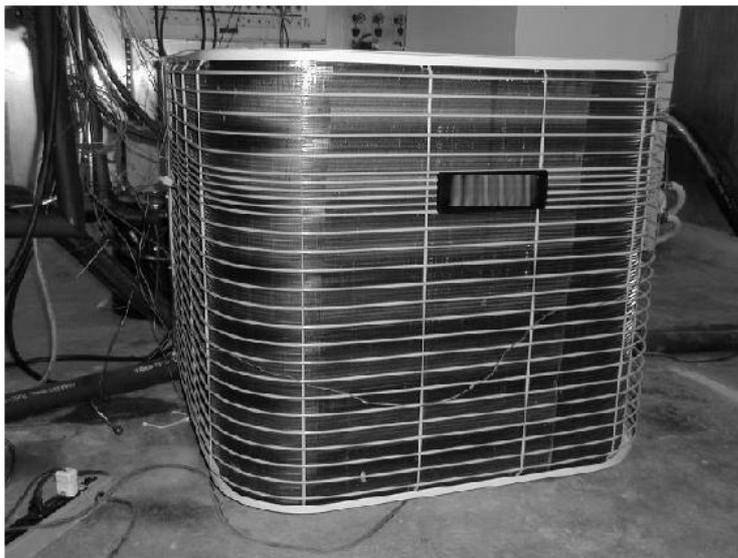


Figura 34. Unidade condensadora para o sistema comercial da Lennox - modelo HSX19.

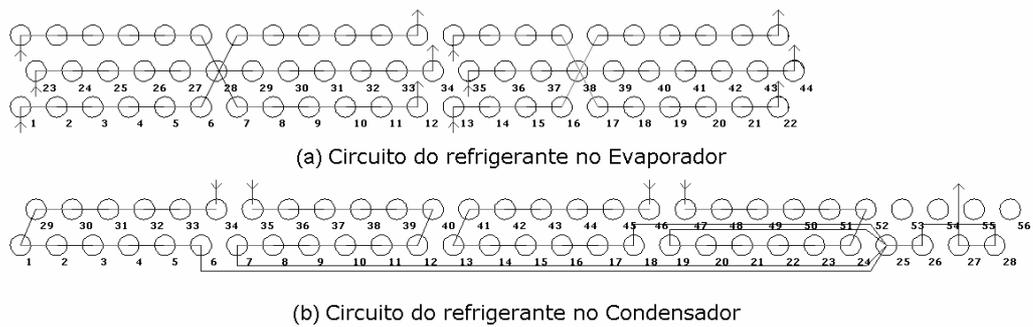


Figura 35. Circuitos originais do sistema Lennox.

Um resumo das principais características geométricas dos trocadores de calor, das condições ambientais de operação, entre outros dados de interesse, pode ser visto na tabela 10. Todos estes dados, necessários para a simulação, encontram-se sob o nome de projeto b010330k.

As condições ambientais de operação neste sistema são definidas a partir das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido de aproximação ao condensador, e a partir da temperatura de bulbo seco e a umidade relativa do ar no evaporador, sempre considerando a pressão atmosférica.

Este sistema, no seu ciclo termodinâmico, opera com um valor de 5,2 K do grau de subresfriamento na saída do condensador, e um valor de 2,1 K do grau de superaquecimento na saída do evaporador.

Tabela 10. Dados gerais do projeto b010330k (Sistema da Lennox).

Características do Projeto				
Projeto	b010330k			
Sistema	Condicionamento de ar			
Refrigerante	R410A			
Trocadores de Calor				
	Evaporador		Condensador	
Comprimento	0,6604	[m]	2,045	[m]
Altura	0,4572	[m]	0,6604	[m]
Núm.de Fileiras de tubos	3	[-]	2	[-]
Núm.de Tubos por fileira	22	[-]	28	[-]
Núm.de Aletas por metro	472,441	[-]	866,142	[-]
Espessura das aletas	0,0000889	[m]	0,0001143	[m]
Tipo de aleta	Lanced - slit	[-]	Lanced - superslit-high	[-]
Diâmetro interno dos tubos	0,0093979	[m]	0,00772	[m]
Tipo de superfície interna dos tubos	Smooth (DT 5)	[-]	Other Smooth	[-]
Altura das micro-aletas	0,0002032	[m]		[m]
Núm.de micro-aletas	60	[-]		[-]
Compressor				
Modelo	ZP32K3E-PFV		(Compressor hermético scroll, de 32000BTUH)	
Dispositivo de expansão				
Tipo	Dispositivo de expansão Isoentálpica			
Condições Ambientais de Operação				
	Temp.Bulbo seco	Temp.Bulbo úmido	Umidade relativa	Pressão
	[K]	[K]	[-]	[kPa]
Para o Condensador	300,93	297,04		101,33
Para o Evaporador	299,68	292,59		101,33
Modo de Avaliação do Ciclo				
Grau de Subresfriamento na Saída do Condensador			5,15	[K]
Grau de Superaquecimento na Saída do Evaporador			2,09	[K]

5.2.2. Testes realizados

No presente estudo de caso realizaram-se dois testes de otimização, denominados como: C2T1 e C2T2. Em ambos os testes procurou-se aumentar o COP do sistema. Ambos os testes de otimização foram realizados por meio da ferramenta de otimização GAFIS.

No teste C2T1 otimizaram-se os circuitos do refrigerante com o fim de aumentar o COP do sistema, procurando manter a mesma configuração dos circuitos conforme projetado originalmente. Foi verificado que o evaporador original já operara com um número ótimo de ramais, por exemplo, e que o arranjo de ramais no condensador resultara favorável, pelo que foram mantidas estas características. A definição da configuração dos circuitos para este teste (C2T1) pode ser observada na primeira coluna da tabela 11. Dados complementares a respeito dos parâmetros de otimização utilizados podem ser vistos no Apêndice C.

Os circuitos encontrados pelo método GAFIS, no teste C2T1, são mostrados na fig.36. Utilizando estes circuitos otimizados se obteve um aumento de 4,4% no COP do ciclo de refrigeração ($COP_{orig} = 4,62$, $COP_{C2T1} = 4,82$). A capacidade de resfriamento também viu-se favorecida, passando de 11,22 kW para 11,74 kW (o que representa um aumento de 4,6%). A potência do compressor se manteve praticamente invariante.

A temperatura de evaporação do ciclo de refrigeração teve uma pequena diminuição, de 0,6°C, com relação ao ciclo base, sendo que a temperatura de condensação mostrou-se praticamente invariante. Como resultado, o sistema, utilizando os circuitos encontrados no teste C2T1, precisará de uma menor carga de refrigerante (2,2% de carga de refrigerante a menos que no sistema original).

Tabela 11. Configurações dos circuitos nos testes C2T1 e C2T2.

	C2T1	C2T2
Número de zonas no evaporador	6	6
Número de tubos por zona	11	10
Índice dos tubos de entrada nos ramais do Evap.	1-5-9-12-16-19	1-4-8-11-14-18
Índice dos tubos de saída nos ramais do Evap.	48-51-55-59-63-66	44-47-50-54-57-60
Número de zonas no condensador:	3 (zona bifásica)	4
Número de tubos por zona	12	12
Índice dos tubos de entrada nos ramais do Cond.	34-35-46-47	30-31-42-43
Índice dos tubos de saída nos ramais do Cond.	6-7-18-19	6-7-18-19
	1 (zona de subresfriado)	
Número de tubos por zona	4	
Índice dos tubos de entrada nos ramais do Cond.	25	
Índice dos tubos de saída nos ramais do Cond.	27	

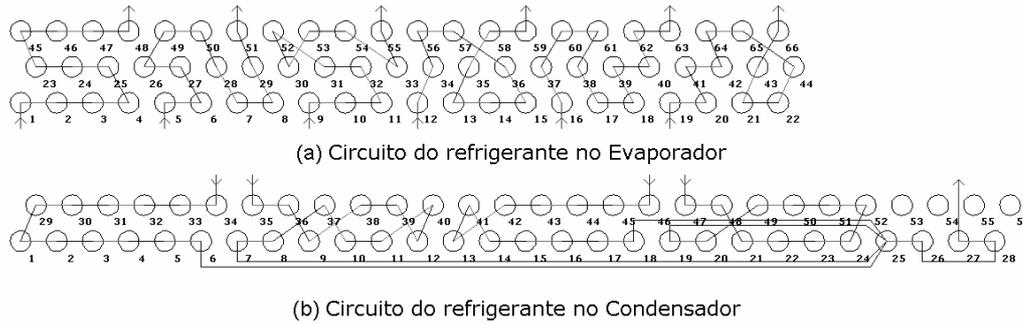


Figura 36. Teste C2T1 – Circuitos otimizados considerando a configuração base.

Numa etapa seguinte, em vista da vantagem prevista pelo método de otimização no COP e na capacidade de resfriamento do sistema, descobriu-se que o sistema encontra-se superdimensionado, se for pretendido obter os valores de COP e da capacidade de resfriamento do sistema base.

Portanto, decidiu-se reduzir a quantidade de material utilizado na conformação dos trocadores de calor, reduzindo o número de tubos a se utilizar. Isto também reduzirá o comprimento total do trocador de calor e seu peso. Adicionalmente, existe a possibilidade de que estas reduções façam diminuir a carga necessária de refrigerante no sistema.

Reduzindo o número de tubos, de modo que não se afete de maneira considerável o COP (em relação ao COP do sistema original), e considerando manter um número de tubos que permita definir um número par de tubos por ramal (restrição desejada pelos fabricantes) encontrou-se viável utilizar somente 60 dos 66 tubos do evaporador e 48 dos 56 tubos do condensador.

Após se definir a redução permitida no número de tubos, no evaporador e no condensador, otimizaram-se novamente os trocadores de calor (teste C2T2). A configuração, para os circuitos, utilizada no teste C2T2 é indicada na segunda coluna da tabela 11. Dados complementares a respeito dos parâmetros de otimização utilizados podem ser vistos no Apêndice C.

Os circuitos encontrados pelo método GAFIS, no teste C2T2, são mostrados na fig.37. Utilizando estes circuitos otimizados, após a redução do número de tubos nos circuitos, o ciclo de refrigeração ainda consegue ter um aumento de 3,2% no COP ($COP_{orig} = 4,62$, $COP_{C2T2} = 4,77$). A capacidade de resfriamento também manteve uma margem favorável de 3,6% (11,63 kW) com

respeito à capacidade original do projeto base (11,22 kW). A potência do compressor teve um pequeno acréscimo, passando de 2,43 kW para 2,44 kW.

As temperaturas de evaporação e de condensação não mostraram maiores variações, com respeito ao ciclo base. Em adição, o sistema, utilizando os circuitos encontrados no teste C2T2, consegue ter reduzida a carga de refrigerante (4,7%).

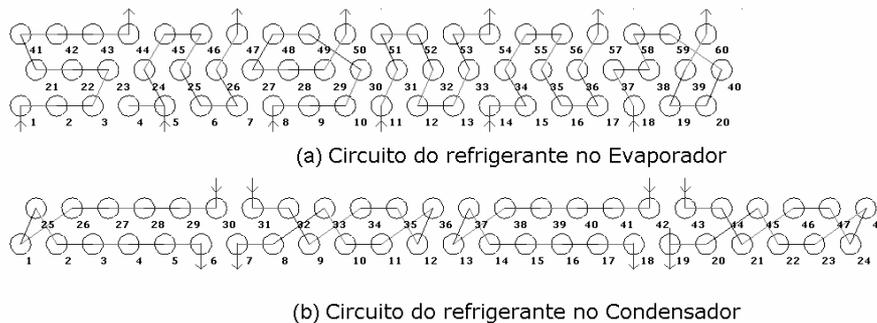


Figura 37. Teste C2T2 - Circuitos otimizados do caso Lennox.

Na tabela 12 mostra-se o resumo dos principais parâmetros de funcionamento para os ciclos de refrigeração, assim como suas variações em percentual respeito ao projeto base, encontrados nos testes realizados.

Com base no resumo de resultados mostrado na tabela 12, tem-se que os circuitos encontrados no teste C2T2, os quais consideram a redução de tubos proposta para os trocadores de calor, consegue ainda manter o sistema de refrigeração com valores de COP e de capacidade resfriamento superiores às do sistema original. Da mesma forma, também a carga de refrigerante necessária para estes circuitos foi menor. Para estimar o impacto que teriam estas reduções (de material e de carga de refrigerante) no custo de produção, realizou-se uma análise comparativa dos custos de produção para a unidade do projeto original e para as unidades otimizadas, conforme a seguir.

Tabela 12. Resumo de resultados dos testes de otimização no sistema Lennox.

	Projeto Base	C2T1		C2T2	
				Δ [%]	
Capacidade [kW]	11,223	11,736	4,57	11,628	3,61
Potência Compressor [kW]	2,429	2,433	0,16	2,438	0,37
COP [-]	4,6209	4,8237	4,39	4,7694	3,21
Vazão mássica refrig. [kg/s]	0,06999	0,06866	-1,90	0,06836	-2,33
Carga de refrigerante [kg]	2,445	2,392	-2,17	2,336	-4,46
Temp.Evaporação [K]	283,98	283,38	-0,21	283,24	-0,26
Temp.Condensação [K]	311,88	311,74	-0,04	311,98	0,03

5.2.3. Análise dos custos de produção

A estimativa do custo de produção para a unidade da Lennox (original e as variantes encontradas nos testes de otimização) foi realizada por meio do programa Genesym.

Custos decorrentes dos componentes utilizados, do material utilizado na fabricação, da mão de obra envolvida e da quantidade de fluido refrigerante necessário são levados em conta pelo Genesym. Na tabela 13 mostra-se a lista de todos os fatores considerados e seus respectivos valores.

Tabela 13. Custo de material e de fabricação considerados.

Custo de material para as aletas	2,53	[\$/kg]
Custo de material para os tubos	3,42	[\$/kg]
Remuneração por hora de trabalho	10,00	[\$/h]
Remuneração por hora de trabalho extra	240,00	[%trabalho]
Custo do Compressor	160,00	[\$]
Isolamento da Linha de Sucção	1,64	[\$/m]
Dispositivo de Expansão	2,00	[\$]
Ventilador na Unidade Condensadora	5,00	[\$]
Material para a Base e o Topo da Unid.Condensadora	0,27	[\$/m ²]
Material para as laterais da Unid.Condensadora	0,27	[\$/m ²]
Material para os painéis laterais da Unid.Condensadora	0,27	[\$/m ²]
Outros custos diversos na Unid.Condensadora	35,00	[\$]
Material para o Evaporador e Isolamento	0,27	[\$/m ²]
Outros custos diversos no Evaporador	10,00	[\$]
Fluido Refrigerante	18,44	[\$/kg]

Na tabela 14 mostra-se a estimativa para o custo de cada componente (em dólares americanos), assim como o custo total de produção por unidade, para o sistema Lennox original e para os sistemas otimizados nos testes C2T1 e C2T2.

A unidade Lennox original tem uma estimativa do custo total de produção por unidade de US\$390,23. O custo de produção da unidade otimizada encontrada no teste C2T1 está estimado em US\$389,92. Para a unidade de interesse, encontrada no teste C2T2, após se poupar material nos trocadores de calor, mantendo ainda um COP melhorado em 3,2%, se tem uma estimativa de US\$375,20 do custo de produção por unidade.

Por último, considerando a unidade encontrada no teste C2T2, tem-se uma redução de $US\$390,23 - US\$375,20 = US\$15,03$ por unidade produzida (economia de uma ordem de 3,85%), ou seja, US\$15030 por lote de 1000 unidades produzidas.

Tabela 14. Custos de fabricação da unidade original e das unidades otimizadas.

	Proj.Original	Teste C2T1	Teste C2T2
(1) Unidade Condensadora			
Custo Direto	87,78	87,78	76,79
Pranchas de metal	35,77	35,77	35,70
Empacotamento	0,22	0,22	0,20
Ventilador	5,00	5,00	5,00
Compressor	160,00	160,00	160,00
Linha compressor-evaporador	1,41	1,41	1,41
	290,19	290,19	279,10
(2) Unidade Evaporadora			
Custo Direto	35,07	35,07	32,06
Pranchas de metal	10,52	10,52	10,45
Empacotamento	0,15	0,15	0,13
Ventilador	0,00	0,00	0,00
	45,74	45,74	42,64
(3) Dispositivo de Expansão			
	2,00	2,00	2,00
(4) Linhas de Conexão			
Linha de Vapor	28,27	28,27	28,27
Linha de Líquido	5,18	5,18	5,18
	33,45	33,45	33,45
(5) Fluido refrigerante			
	18,85	18,54	18,01
Custo por Unidade	390,23	389,92	375,20

5.2.4. Análise Exergética do Ciclo Otimizado

Na presente seção comparam-se os resultados da análise de irreversibilidades do sistema original e do sistema otimizado encontrado no teste C2T2.

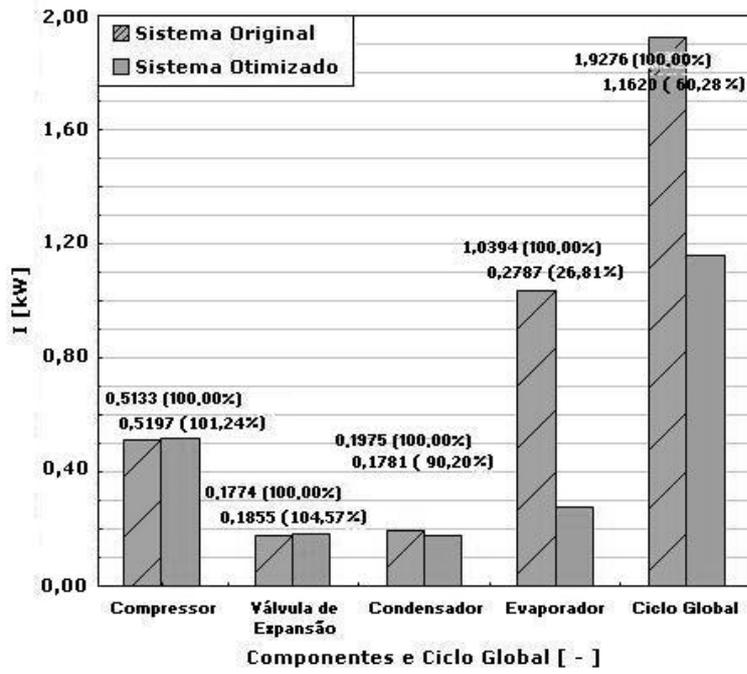
Na tabela 15 mostra-se o resumo da análise de irreversibilidades para cada componente do sistema e para o sistema completo. Na parte superior da tabela mostram-se os valores para o sistema original, e na parte inferior os valores para o sistema otimizado.

Da mesma forma que no caso anterior, observa-se que a maior contribuição à irreversibilidade total do sistema é dada pelo evaporador, seguido pelo compressor, condensador e o dispositivo de expansão. Esta ordem de contribuições à irreversibilidade total do sistema muda no sistema encontrado no teste C2T2 (fig.38.a). A irreversibilidade total para o sistema otimizado, resulta numa ordem menor de 40,7%.

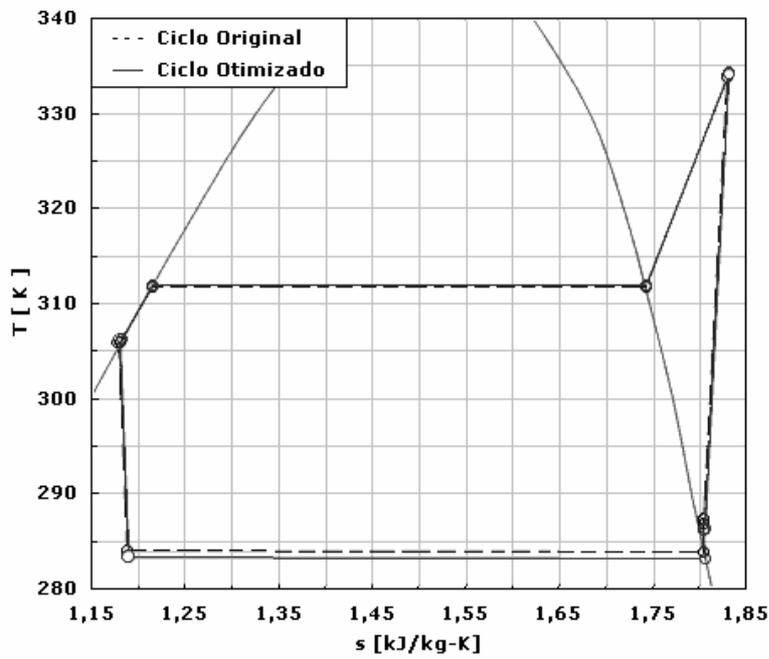
A fig.38.a mostra, para o sistema base e o otimizado, os valores da irreversibilidade para cada componente e para o sistema completo, assim como o percentual que representam com respeito às irreversibilidades totais do sistema base. Pode ser observada a significativa diminuição da irreversibilidade neste sistema após o processo de otimização. A diminuição mais significativa, dentre os componentes, ocorre no evaporador. Na fig.38.b observa-se que o diagrama T-s do ciclo de refrigeração do sistema original (linha pontilhada) e do sistema otimizado encontrado no teste C2T2 (linha cheia) são quase iguais.

Tabela 15. Análise de irreversibilidades, sistema original - sistema otimizado.

	ΔE_{ir} [kW]	\dot{Q} [kW]	\dot{W} [kW]	ψ [%]	\dot{I} [kW]	\dot{I} [%]	δ [%]	\dot{I} / \dot{I}_0 [%]
(1) Sistema Original								
Compressor	1,5150	0,0000	-2,0283	90,50	0,5133	33,88	26,63	100,00
Válvula de Expansão	-0,1774	0,0000	0,0000	97,14	0,1774	-100,00	9,20	100,00
Condensador	-0,3509	0,1534	0,0000	94,96	0,1975	-56,28	10,24	100,00
Evaporador	-1,2366	0,1971	0,0000	79,48	1,0394	-84,06	53,92	100,00
Ciclo Global			-2,0283		1,9276		100,00	100,00
(2) Sistema Otimizado								
Compressor	1,5181	0,0000	-2,0378	90,07	0,5197	34,24	44,73	101,24
Válvula de Expansão	-0,1855	0,0000	0,0000	96,94	0,1855	-100,00	15,96	104,57
Condensador	-0,3445	0,1664	0,0000	94,93	0,1781	-51,71	15,33	90,20
Evaporador	-0,4723	0,1936	0,0000	91,96	0,2787	-59,01	23,98	26,81
Ciclo Global			-2,0378		1,1620		100,00	60,28



(a)



(b)

Figura 38. (a) Irreversibilidades no sistema, (b) Variação no ciclo de refrigeração.

5.3. Caso 3: Estudo de sensibilidade com respeito ao uso de diâmetros menores nos equipamentos de condicionamento de ar

Na presente seção mostram-se os resultados encontrados no estudo que avalia a influência de se utilizar diâmetros menores nos equipamentos de condicionamento de ar, levando em conta que estes sistemas podem utilizar circuitos do refrigerante otimizados. Mostra-se a série de testes realizados para duas possibilidades de diâmetro de tubo em cada trocador de calor (onde se encontraram possibilidades de ganhos da ordem de 8,3% e 6,5% no COP quando utilizado R22 e R410A, respectivamente), a evolução dos parâmetros característicos do ciclo de refrigeração durante o processo de otimização de um dos testes, assim como uma análise comparativa de irreversibilidades dos sistemas otimizados completos e de cada um de seus componentes com respeito aos sistemas originais.

5.3.1. Dados de entrada

Um equipamento comercial de condicionamento de ar tipo “Split” (capacidade de 3,2 e 3,3 TR ao operar com R22 e R410A, respectivamente) da Lennox foi considerado como projeto base para o presente estudo.

Esta unidade da Lennox, que trabalha com R22 ou com R410A, é composta por um evaporador tipo tubo-aletado de 3x20 tubos, um condensador tipo tubo-aletado de 2x26 tubos, um compressor hermético scroll - modelo ZR34K3-PFV, e uma válvula de expansão termostática. Os circuitos do refrigerante desta unidade (considerada como referência para o estudo) podem ser vistos nas fig.39.a para o evaporador, e na fig.39.b para o condensador.

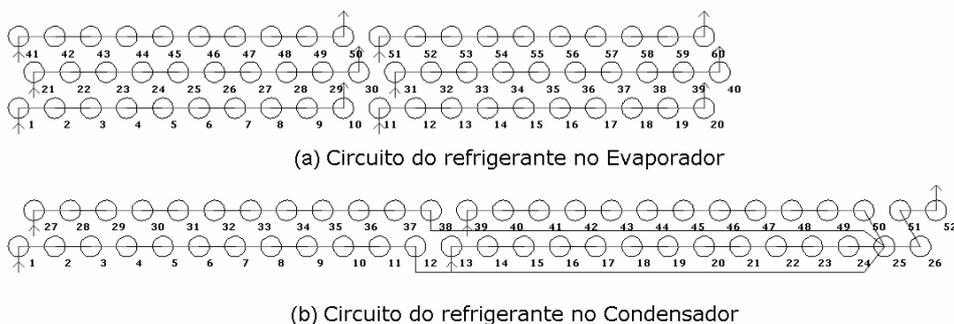


Figura 39. Circuitos originais do sistema Lennox (projeto a001208a-mod).

No presente estudo considerou-se o sistema operando, para uma primeira etapa, com R22 como fluido refrigerante e, em uma segunda etapa, utilizando R410A. Para cada etapa foi explorada a possibilidade de utilizar diferentes tipos de tubos no evaporador e no condensador. Para o evaporador ter-se-ia a opção de se utilizar tubos de 9,4 e 7,9mm de diâmetro e, para o condensador, tubos de 7,7mm e 6,9mm de diâmetro.

Portanto, com R22, ter-se-iam quatro possíveis casos de estudo (resultantes da combinação de opções de tubos no evaporador e no condensador). Um resumo das principais características geométricas para os trocadores de calor, das condições ambientais de operação, entre outras de interesse, pode ser visto nas tabelas 16, 17, 18 e 19, para cada caso.

Todos estes dados, entre outros, necessários para a simulação, encontram-se sob os nomes dos projetos: a001208a-case01mod, a001208a-case02mod, a001208a-case03mod e a001208a-case04mod. De um projeto para outro muda o tipo de tubo a ser utilizado no evaporador ou no condensador, ou em ambos.

As condições ambientais de operação nestes sistemas são definidas a partir das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido na entrada do condensador, e a partir da temperatura de bulbo seco e a umidade relativa do ar no evaporador, sempre considerando à pressão atmosférica.

Estes sistemas operam com 3,8 K de grau de subresfriamento, na saída do condensador, e 7,6 K de grau de superaquecimento na saída do evaporador.

Para o estudo utilizando R410A como fluido refrigerante, considerou-se como dados de entrada os projetos já mostrados nas tabelas 16, 17, 18 e 19 (porém, utilizando R410 no lugar de R22).

Tabela 16. Dados gerais do projeto a001208a-case01mod (Sistema da Lennox).

Características do Projeto				
Projeto	a001208a-case01mod.pr1			
Sistema	Condicionamento de ar			
Refrigerante	R22			
Trocadores de Calor				
	Evaporador		Condensador	
Comprimento	0,6604	[m]	2,045	[m]
Altura	0,508	[m]	0,6604	[m]
Núm.de Fileiras de tubos	3	[-]	2	[-]
Núm.de Tubos por fileira	20	[-]	26	[-]
Num.de Aletas por metro	472,441	[-]	866,142	[-]
Espessura das aletas	0,0000889	[m]	0,000114	[m]
Tipo de aleta	Lanced - slit	[-]	Lanced -slit	[-]
Diâmetro interno dos tubos	0,009398	[m]	0,00772	[m]
Tipo de superfície interna dos tubos	Other Microfin	[-]	Other Smooth	[-]
Altura das micro-aletas	0,000203	[m]		[m]
Núm.de micro-aletas	60	[-]		[-]
Compressor				
Modelo	ZR34K3-PFV	(Compressor hermético scroll, de 34000BTUH)		
Dispositivo de expansão				
Tipo	Dispositivo de expansão Isoentálpica			
Condições Ambientais de Operação				
	Temp.Bulbo seco	Temp.Bulbo úmido	Umidade relativa	Pressão
	[K]	[K]	[-]	[kPa]
Para o Condensador	300,78	297,04		101,33
Para o Evaporador	299,76		0,5	101,33
Modo de Avaliação do Ciclo				
Grau de Subenfriamento na Saída do Condensador			3,77	[K]
Grau de Superaquecimento na Saída do Evaporador			7,63	[K]

Tabela 17. Dados gerais do projeto a001208a-case02mod (Sistema da Lennox).

Características do Projeto				
Projeto	a001208a-case02mod.pr1			
Sistema	Condicionamento de ar			
Refrigerante	R22			
Trocadores de Calor				
	Evaporador		Condensador	
Comprimento	0,6604	[m]	2,045	[m]
Altura	0,508	[m]	0,6604	[m]
Núm.de Fileiras de tubos	3	[-]	2	[-]
Núm.de Tubos por fileira	20	[-]	26	[-]
Num.de Aletas por metro	472,441	[-]	866,142	[-]
Espessura das aletas	0,0000889	[m]	0,000114	[m]
Tipo de aleta	Lanced - slit	[-]	Lanced -slit	[-]
Diâmetro interno dos tubos	0,007925	[m]	0,00772	[m]
Tipo de superfície interna dos tubos	Microfin 0,3120 in (WV T-ASG 2)	[-]	Other Smooth	[-]
Altura das micro-aletas	0,000203	[m]		[m]
Núm.de micro-aletas	50	[-]		[-]
Compressor				
Modelo	ZR34K3-PFV	(Compressor hermético scroll, de 34000BTUH)		
Dispositivo de expansão				
Tipo	Dispositivo de expansão Isoentálpica			
Condições Ambientais de Operação				
	Temp.Bulbo seco	Temp.Bulbo úmido	Umidade relativa	Pressão
	[K]	[K]	[-]	[kPa]
Para o Condensador	300,78	297,04		101,33
Para o Evaporador	299,76		0,5	101,33
Modo de Avaliação do Ciclo				
Grau de Subenfriamento na Saída do Condensador			3,77	[K]
Grau de Superaquecimento na Saída do Evaporador			7,63	[K]

Tabela 18. Dados gerais do projeto a001208a-case03mod (Sistema da Lennox).

Características do Projeto				
Projeto	a001208a-case03mod.pr1			
Sistema	Condicionamento de ar			
Refrigerante	R22			
Trocadores de Calor				
	Evaporador		Condensador	
Comprimento	0,6604	[m]	2,045	[m]
Altura	0,508	[m]	0,6604	[m]
Núm.de Fileiras de tubos	3	[-]	2	[-]
Núm.de Tubos por fileira	20	[-]	26	[-]
Num.de.Aletas por metro	472,441	[-]	866,142	[-]
Espessura das aletas	0,0000889	[m]	0,000114	[m]
Tipo de aleta	Lanced - slit	[-]	Lanced -slit	[-]
Diâmetro interno dos tubos	0,009398	[m]	0,006922	[m]
Tipo de superfície interna dos tubos	Other Microfin	[-]	Smooth 0,3125 in (OT 2)	[-]
Altura das micro-aletas	0,000203	[m]		[m]
Núm.de micro-aletas	60	[-]		[-]
Compressor				
Modelo	ZR34K3-PFV	(Compressor hermético scroll, de 34000BTUH)		
Dispositivo de expansão				
Tipo	Dispositivo de expansão Isoentálpica			
Condições Ambientais de Operação				
	Temp.Bulbo seco	Temp.Bulbo úmido	Umidade relativa	Pressão
	[K]	[K]	[-]	[kPa]
Para o Condensador	300,78	297,04		101,33
Para o Evaporador	299,76		0,5	101,33
Modo de Avaliação do Ciclo				
Grau de Subenfriamento na Saída do Condensador				3,77 [K]
Grau de Superaquecimento na Saída do Evaporador				7,63 [K]

Tabela 19. Dados gerais do projeto a001208a-case04mod (Sistema Lennox).

Características do Projeto				
Projeto	a001208a-case04mod.pr1			
Sistema	Condicionamento de ar			
Refrigerante	R22			
Trocadores de Calor				
	Evaporador		Condensador	
Comprimento	0,6604	[m]	2,045	[m]
Altura	0,508	[m]	0,6604	[m]
Núm.de Fileiras de tubos	3	[-]	2	[-]
Núm.de Tubos por fileira	20	[-]	26	[-]
Num.de.Aletas por metro	472,441	[-]	866,142	[-]
Espessura das aletas	0,0000889	[m]	0,000114	[m]
Tipo de aleta	Lanced - slit	[-]	Lanced -slit	[-]
Diâmetro interno dos tubos	0,007925	[m]	0,006922	[m]
Tipo de superfície interna dos tubos	Microfin 0,3120 in (w/V T-ASG 2)	[-]	Smooth 0,3125 in (OT 2)	[-]
Altura das micro-aletas	0,000203	[m]		[m]
Núm.de micro-aletas	50	[-]		[-]
Compressor				
Modelo	ZR34K3-PFV	(Compressor hermético scroll, de 34000BTUH)		
Dispositivo de expansão				
Tipo	Dispositivo de expansão Isoentálpica			
Condições Ambientais de Operação				
	Temp.Bulbo seco	Temp.Bulbo úmido	Umidade relativa	Pressão
	[K]	[K]	[-]	[kPa]
Para o Condensador	300,78	297,04		101,33
Para o Evaporador	299,76		0,5	101,33
Modo de Avaliação do Ciclo				
Grau de Subenfriamento na Saída do Condensador				3,77 [K]
Grau de Superaquecimento na Saída do Evaporador				7,63 [K]

5.3.2. Testes realizados

No presente estudo de caso realizaram-se oito (8) testes de otimização. Sendo quatro (4) testes para o R22, denominados: C3T1, C3T2, C3T3 e C3T4, e quatro (4) testes para o R410A, denominados: C3T5, C3T6, C3T7 e C3T8. Em todos os testes procurou-se aumentar o COP do sistema, e foram realizados por meio da ferramenta de otimização GAFIS.

Para todos os testes calculou-se o número de ramais ótimo. Em geral, encontrou-se que, para o evaporador, um número de 5 ramais mostra-se ótimo para todos os casos. No condensador, porém, dependendo dos diâmetros utilizados nos trocadores de calor e do fluido refrigerante, têm-se casos onde o número ótimo é de 3, 4 ou 6 ramais (sendo que em todos eles foi considerado um ramal de escoamento subresfriado). Estes valores do número de ramais ótimo diferem do projeto base para o circuito, visto na fig.39.

As definições das configurações utilizadas para os circuitos podem ser observadas nas tabelas 20 e 21, para os testes com R22 e R410A, respectivamente. Estes testes não consideram índices fixos de tubos de saída para os ramais, sendo que estes índices formariam parte da solução encontrada pelo GAFIS. Portanto, estes testes resultam em um maior grau de liberdade, respeito aos testes realizados até o momento, seções 5.1 e 5.2. Dados complementares a respeito dos parâmetros de otimização utilizados podem ser vistos no Apêndice C.

Os circuitos encontrados pelo método GAFIS, nos testes C3T1 a C3T4 são mostrados nas figs.40 a 43, e, para os testes C3T5 a C3T8, nas figs.44 a 47. O resumo dos principais parâmetros de funcionamento do ciclo de refrigeração (COP, potência do compressor, capacidade de resfriamento do sistema, vazão mássica, carga de refrigerante, e as temperaturas de evaporação e de condensação), para os diferentes testes de otimização realizados, é mostrado nas tabelas 22 e 23, para os testes com R22 e com R410A, respectivamente.

Tabela 20. Configuração utilizada para os circuitos no teste C3T1 ao C3T4.

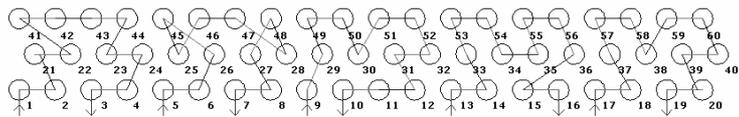
	C3T1	C3T2	C3T3	C3T4
Número de zonas no evaporador	5	5	5	5
Número de tubos por zona	12	12	12	12
Índice dos tubos de entrada nos ramais do Evap.	1-5-9-13-17	1-5-9-13-17	1-5-9-13-17	1-5-9-13-17
Índice dos tubos de saída nos ramais do Evap.	(não restrita)	(não restrita)	(não restrita)	(não restrita)
Número de zonas no condensador:	4 (zona bifásica)	6 (zona bifásica)	6 (zona bifásica)	6 (zona bifásica)
Número de tubos por zona	12	8	8	8
Índice dos tubos de entrada nos ramais do Cond.	1-7-13-19	1-5-9-13-17-21	1-5-9-13-17-21	1-5-9-13-17-21
Índice dos tubos de saída nos ramais do Cond.	(não restrita)	(não restrita)	(não restrita)	(não restrita)
	1(zona de subresfriado)	1(zona de subresfriado)	1(zona de subresfriado)	1(zona de subresfriado)
Número de tubos por zona	4	4	4	4
Índice dos tubos de entrada nos ramais do Cond.	25	25	25	25
Índice dos tubos de saída nos ramais do Cond.	(não restrita)	(não restrita)	(não restrita)	(não restrita)

Tabela 21. Configuração utilizada para os circuitos no teste C3T5 ao C3T8.

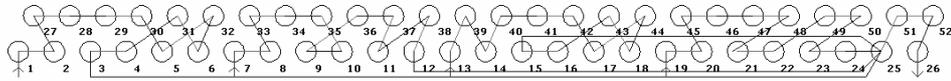
	C3T5	C3T6	C3T7	C3T8
Número de zonas no evaporador	5	5	5	5
Número de tubos por zona	12	12	12	12
Índice dos tubos de entrada nos ramais do Evap.	1-5-9-13-17	1-5-9-13-17	1-5-9-13-17	1-5-9-13-17
Índice dos tubos de saída nos ramais do Evap.	(não restrita)	(não restrita)	(não restrita)	(não restrita)
Número de zonas no condensador:	3 (zona bifásica)	3 (zona bifásica)	4 (zona bifásica)	4 (zona bifásica)
Número de tubos por zona	16	16	12	12
Índice dos tubos de entrada nos ramais do Cond.	1-9-17	1-9-17	1-7-13-19	1-7-13-19
Índice dos tubos de saída nos ramais do Cond.	(não restrita)	(não restrita)	(não restrita)	(não restrita)
	1(zona de subresfriado)	1(zona de subresfriado)	1(zona de subresfriado)	1(zona de subresfriado)
Número de tubos por zona	4	4	4	4
Índice dos tubos de entrada nos ramais do Cond.	25	25	25	25
Índice dos tubos de saída nos ramais do Cond.	(não restrita)	(não restrita)	(não restrita)	(não restrita)

De maneira geral, obtiveram-se aumentos do COP da ordem de 7,0%, quando utilizado R22, e de 6,0%, quando utilizado R410A. A capacidade de resfriamento também apresentou aumentos de 4,0% e de 5,0%, respectivamente. Finalmente, a potência do compressor apresentou diminuições da ordem de 2,5%, quando utilizado R22, e de 1,2%, quando utilizado R410A.

As temperaturas de evaporação tiveram um aumento na ordem de 1,0K, com respeito aos ciclos base, sendo que as temperaturas de condensação não mostraram maiores variações. Em destaque, para o presente estudo, encontraram-se diminuições significativas da carga de refrigerante após o uso da ferramenta GAFIS. Para o R22 obtiveram-se diminuições da carga de refrigerante da ordem de 30% quando utilizado R22, e de 20,0% quando utilizado o R410A.

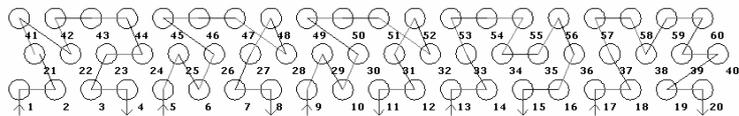


(a) Circuito do refrigerante no Evaporador

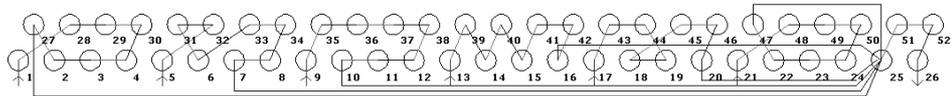


(b) Circuito do refrigerante no Condensador

Figura 40. Teste C3T1 - Circuitos otimizados (a001208a-mod com R22).

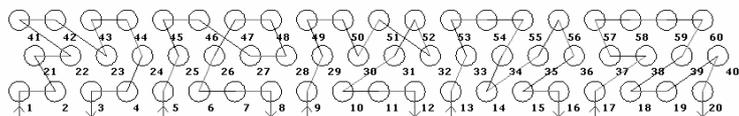


(a) Circuito do refrigerante no Evaporador

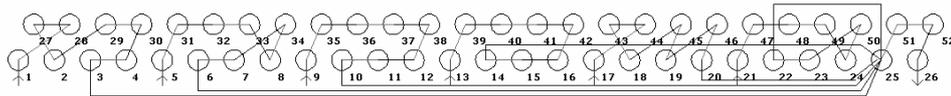


(b) Circuito do refrigerante no Condensador

Figura 41. Teste C3T2 - Circuitos otimizados (a001208a-mod com R22).

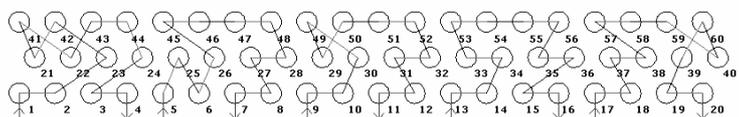


(a) Circuito do refrigerante no Evaporador

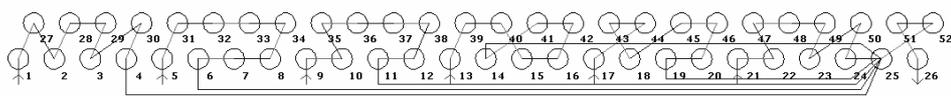


(b) Circuito do refrigerante no Condensador

Figura 42. Teste C3T3 - Circuitos otimizados (a001208a-mod com R22).

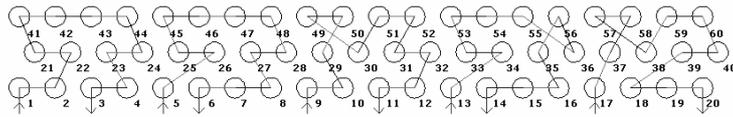


(a) Circuito do refrigerante no Evaporador

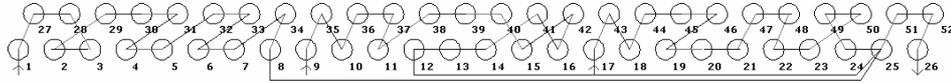


(b) Circuito do refrigerante no Condensador

Figura 43. Teste C3T4 - Circuitos otimizados (a001208a-mod com R22).

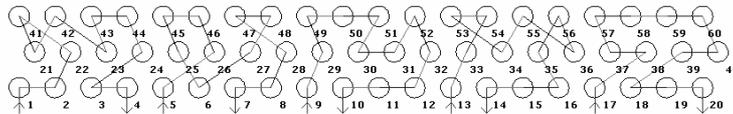


(a) Circuito do refrigerante no Evaporador

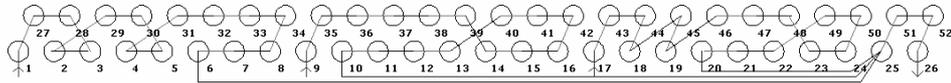


(b) Circuito do refrigerante no Condensador

Figura 44. Teste C3T5 - Circuitos otimizados (a001208a-mod com R410A).

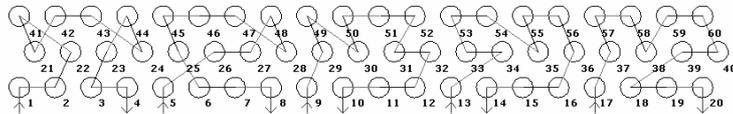


(a) Circuito do refrigerante no Evaporador

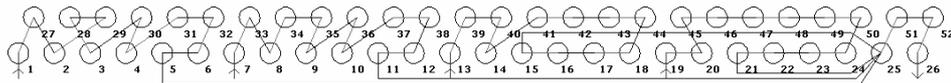


(b) Circuito do refrigerante no Condensador

Figura 45. Teste C3T6 - Circuitos otimizados (a001208a-mod com R410A).

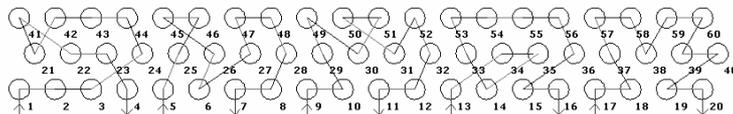


(a) Circuito do refrigerante no Evaporador

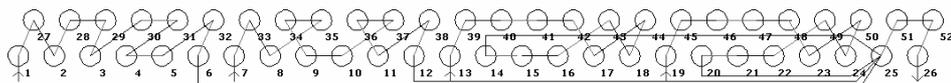


(b) Circuito do refrigerante no Condensador

Figura 46. Teste C3T7 - Circuitos otimizados (a001208a-mod com R410A).



(a) Circuito do refrigerante no Evaporador



(b) Circuito do refrigerante no Condensador

Figura 47. Teste C3T8 - Circuitos otimizados (a001208a-mod com R410A).

Tabela 22. Resumo de resultados dos testes de otimização do sistema Lennox para R22.

		C3T1			C3T2			C3T3			C3T4		
		Base	Otimizado	Δ [%]									
Capacidade	[kW]	11,313	11,861	4,84	11,017	11,412	3,59	11,335	11,86	4,63	11,045	11,457	3,73
Potência Compressor	[kW]	2,518	2,479	-1,55	2,517	2,471	-1,83	2,556	2,469	-3,40	2,554	2,472	-3,21
COP	[-]	4,493	4,7854	6,51	4,3771	4,6178	5,50	4,4342	4,8042	8,34	4,3247	4,6346	7,17
Vazão mássica refrig.	[kg/s]	0,06738	0,07021	4,20	0,06573	0,06789	3,29	0,06724	0,07012	4,28	0,06558	0,06783	3,43
Carga de refrigerante	[kg]	3,02	2,217	-26,59	2,863	2,019	-29,48	2,718	1,946	-28,40	2,563	1,785	-30,36
Temp.Evaporação	[K]	281,63	283,17	0,55	281,7	283,2	0,53	281,6	283,12	0,54	281,65	283,18	0,54
Temp.Condensação	[K]	312,33	312,01	-0,10	312,11	312,01	-0,03	312,34	311,92	-0,13	312,11	311,69	-0,13

Tabela 23. Resumo de resultados dos testes de otimização do sistema Lennox para R410A.

		C3T5			C3T6			C3T7			C3T8		
		Base	Otimizado	Δ [%]									
Capacidade	[kW]	11,819	12,447	5,31	11,695	12,245	4,79	11,852	12,446	5,01	11,709	12,231	4,46
Potência Compressor	[kW]	2,485	2,458	-1,09	2,486	2,458	-1,13	2,496	2,46	-1,44	2,496	2,461	-1,40
COP	[-]	4,7553	5,0646	6,50	4,7004	4,9825	6,00	4,7478	5,0583	6,54	4,6906	4,9705	5,97
Vazão mássica refrig.	[kg/s]	0,06848	0,07144	4,32	0,06771	0,07021	3,69	0,06837	0,07144	4,49	0,06775	0,07015	3,54
Carga de refrigerante	[kg]	3,004	2,409	-19,81	2,838	2,201	-22,45	2,64	2,096	-20,61	2,474	1,909	-22,84
Temp.Evaporação	[K]	281,61	282,96	0,48	281,65	282,98	0,47	281,57	282,96	0,49	281,68	282,98	0,46
Temp.Condensação	[K]	312,23	311,88	-0,11	312,13	311,72	-0,13	312,09	311,91	-0,06	312,01	311,76	-0,08

Com base no resumo de resultados mostrado nas tabelas 22 e 23, tem-se que a mudança de tubos a serem utilizados nos trocadores de calor não apresenta um impacto significativo no COP. Porém, em função da geometria mais compacta, ocorre uma significativa redução da carga de refrigerante.

Considerando o COP, para cada teste, como parâmetro de comparação, no caso do R22 mostra-se vantajosa a opção encontrada pelo teste C3T3. Por outro lado, com R410A, mudar o tipo de tubo utilizado nos trocadores de calor não imprime variações significativas nos parâmetros dos sistemas otimizados. Porém, devido a que se teriam sistemas equivalentes para diferentes opções de diâmetros, a diminuição do diâmetro pode incorrer numa diminuição do custo de produção. Uma análise econômica com base nos custos de produção é recomendada para as diferentes unidades encontradas.

5.3.3. Evolução dos parâmetros do ciclo de refrigeração

A título de exemplo, considerou-se o teste de otimização C3T1 para mostrar a evolução, no processo de otimização, dos parâmetros do ciclo de refrigeração. Para este caso, na fig.48 mostram-se as curvas de evolução para os principais parâmetros de funcionamento do ciclo de refrigeração, de interesse, ao longo do processo de otimização.

No presente caso, na busca da maximização do COP do sistema, de maneira clara, passa-se indiretamente pela busca de um melhor desempenho do evaporador e de um menor trabalho do compressor (conforme mostraram os resultados encontrados nos testes C3T1 a C3T8), como pode se apreciar nas figs.48.a e 48.d para o teste C3T1. A otimização do sistema procura por níveis de temperatura de condensação e de evaporação que se encontrem mais próximos entre si (e, conseqüentemente, níveis de pressões mais próximos, o que favorece a diminuição da relação de compressão) conforme mostram as variações na fig.48.b.

Similares tendências nos demais parâmetros, com respeito às curvas de evolução do teste C1T2, foram encontradas, à exceção da queda de pressão no evaporador (figs.48.c, 48.d, 48.e, e 48.f). Na medida em que o COP aumenta ao longo do processo de otimização, a carga de refrigerante do sistema tende a diminuir (fig.48.c), as taxas de transferência de calor tendem a aumentar em ambos os trocadores de calor (fig.48.d), a relação de compressão diminui (fig.48.e), a queda de pressão no condensador aumenta, sendo que a queda de pressão no evaporador teve um comportamento diferente do esperado (fig.48.f). Observa-se uma mudança acoplada entre a vazão mássica de refrigerante e a relação de compressão na evolução 40, o que origina mudanças não esperadas na carga de refrigerante do sistema, na taxa de transferência de calor do condensador e na queda de pressão no evaporador, mudanças estas, porém que continuam a aumentar o COP do sistema.

Conforme mostra a fig.48.d, a diminuição da taxa de transferência de calor em um dos trocadores de calor pode estar associada ao aumento do COP do sistema. Certamente as variações de outros parâmetros no sistema deveram estar influenciando, pelo que parâmetros como as taxas de transferência de calor não podem ser considerados parâmetros absolutos (como o seriam em uma otimização seqüencial) se pretendida a otimização do COP do sistema, por exemplo.

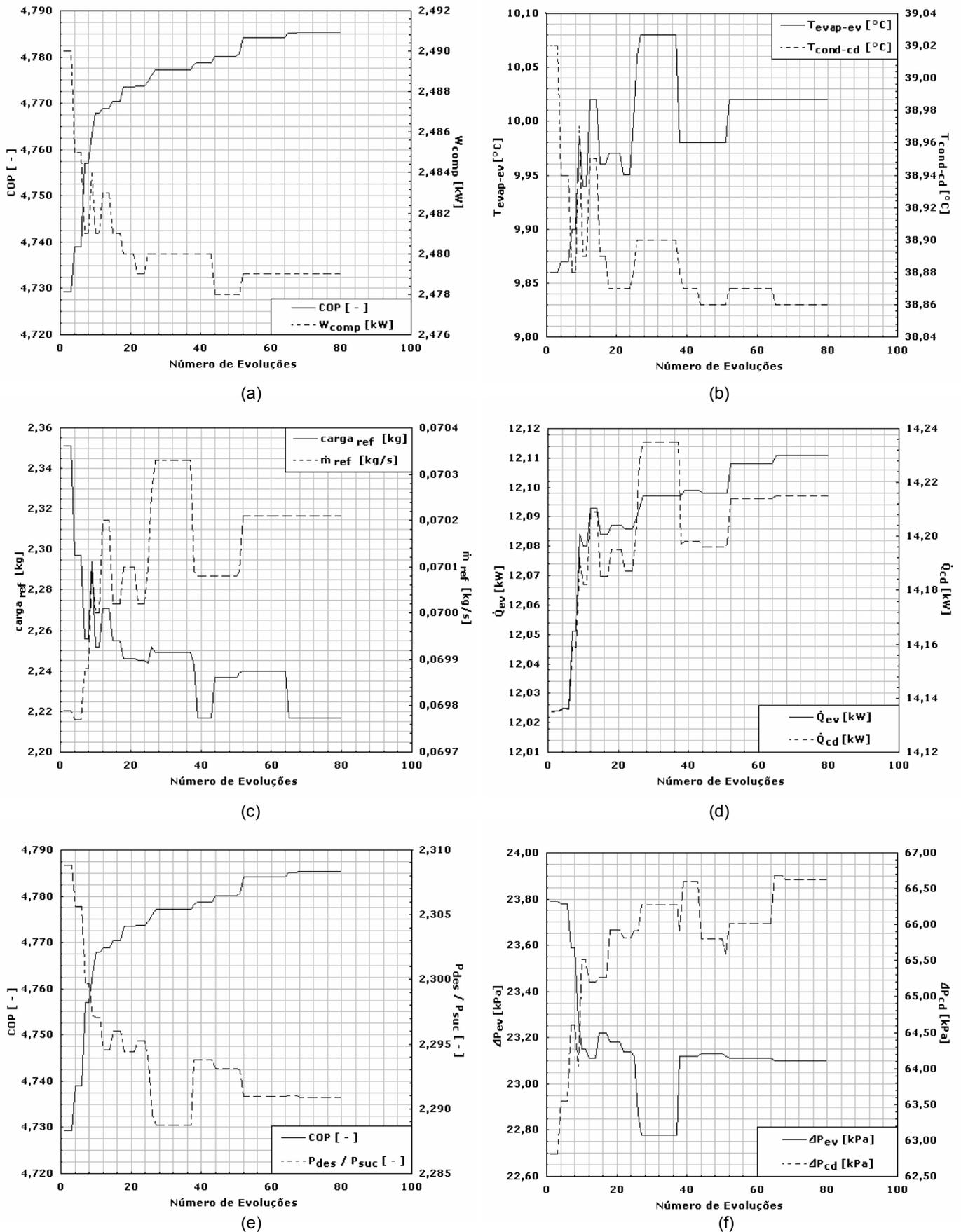


Figura 48. Teste C3T1 - Evolução dos principais parâmetros de funcionamento do ciclo de refrigeração durante a otimização.

5.3.4. Análise Exergética dos Ciclos Otimizados

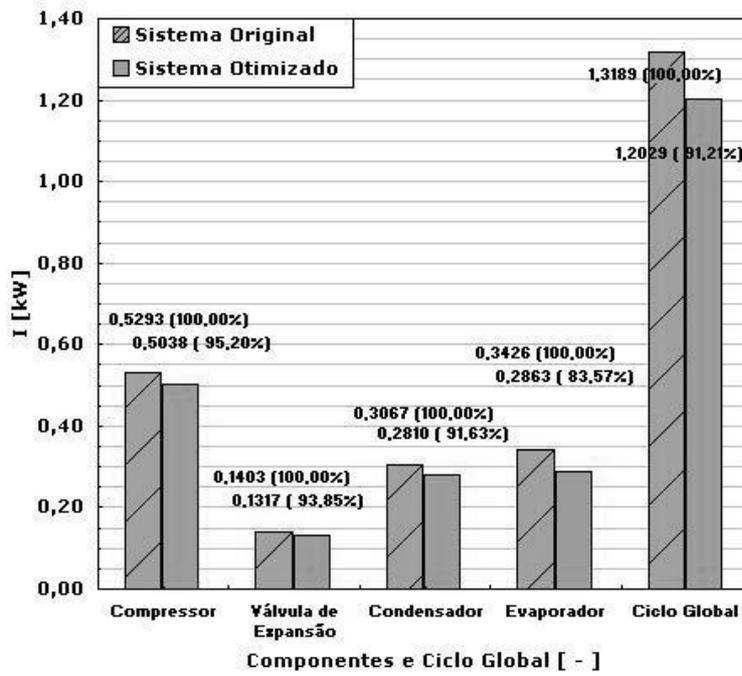
Nesta seção comparam-se os resultados da análise de irreversibilidades dos sistemas otimizados encontrados nos testes C3T3 e C3T7 (quando utilizado R134a e R410a, respectivamente) e seus respectivos sistemas originais.

Para o caso do teste C3T3, na tabela 24 mostra-se o resumo da análise de irreversibilidades para cada componente do sistema e para o sistema completo. Na parte superior da tabela, mostram-se os valores para o sistema original, e na parte inferior os valores para o sistema otimizado. Neste caso, no sistema original observa-se que a maior contribuição à irreversibilidade total do sistema é dada pelo compressor, seguido pelo evaporador, condensador e pelo dispositivo de expansão. Após o processo de otimização, as irreversibilidades em todos os componentes diminuem. A irreversibilidade total do sistema diminuiu em 8,8%.

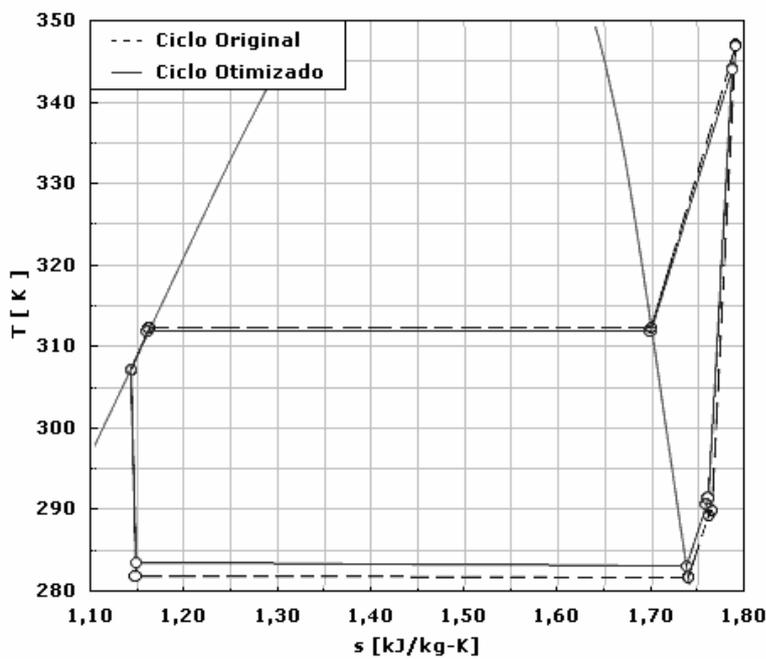
A fig.49.a mostra, para o sistema base e o otimizado, os valores da irreversibilidade para cada componente e para o sistema completo, assim como o percentual que representam respeito às irreversibilidades do sistema base. Pode ser observada a diminuição das irreversibilidades após o processo de otimização. A diminuição mais significativa, dentre os componentes do sistema, ocorre no evaporador. Na fig.49.b observa-se o diagrama T-s do ciclo de refrigeração para o sistema original (linha pontilhada) e para o sistema otimizado encontrado no teste C3T3 (linha cheia). Como pode se apreciar, a área contida no diagrama T-s para o ciclo otimizado é menor que a área contida no ciclo original.

Tabela 24. Análise de irreversibilidades, sistema original - sistema otimizado.

	ΔE_{ir} [kW]	\dot{Q} [kW]	\dot{W} [kW]	ψ [%]	\dot{I} [kW]	\dot{I} [%]	δ [%]	\dot{I} / \dot{I}_0 [%]
(1) Sistema Original								
Compressor	1,6271	0,0000	-2,1564	84,43	0,5293	32,53	40,13	100,00
Válvula de Expansão	-0,1403	0,0000	0,0000	96,70	0,1403	-100,00	10,64	100,00
Condensador	-0,4316	0,1249	0,0000	91,48	0,3067	-71,06	23,25	100,00
Evaporador	-0,5462	0,2037	0,0000	86,75	0,3426	-62,72	25,98	100,00
Ciclo Global			-2,1564		1,3189		100,00	100,00
(2) Sistema Otimizado								
Compressor	1,5647	0,0000	-2,0685	86,08	0,5038	32,20	41,89	95,20
Válvula de Expansão	-0,1317	0,0000	0,0000	97,03	0,1317	-100,00	10,95	93,85
Condensador	-0,4026	0,1216	0,0000	92,29	0,2810	-69,80	23,36	91,63
Evaporador	-0,5036	0,2173	0,0000	88,33	0,2863	-56,85	23,80	83,57
Ciclo Global			-2,0685		1,2029		100,00	91,21



(a)



(b)

Figura 49. (a) Irreversibilidades no sistema, (b) Variação no ciclo de refrigeração.

De maneira similar, para o caso do teste C3T7 (melhor resultado encontrado quando o sistema é utilizado com R410a), na tabela 25 mostra-se o resumo da análise de irreversibilidades para cada componente do sistema e para o sistema completo. Na parte superior da tabela, mostram-se os valores para o sistema original, e na parte inferior os valores para o sistema otimizado.

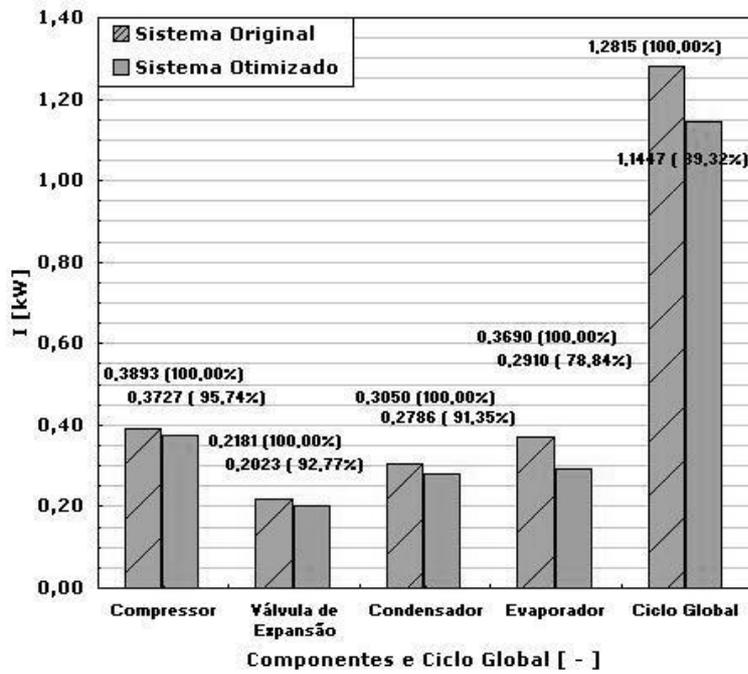
Neste caso, no sistema original observa-se que a maior contribuição à irreversibilidade total do sistema é dada pelo compressor, seguido pelo evaporador, condensador e o dispositivo de expansão. Após o processo de otimização, as irreversibilidades em todos os componentes diminuem. A irreversibilidade total do sistema diminuiu em 10,7%.

Tabela 25. Análise de irreversibilidades, sistema original - sistema otimizado.

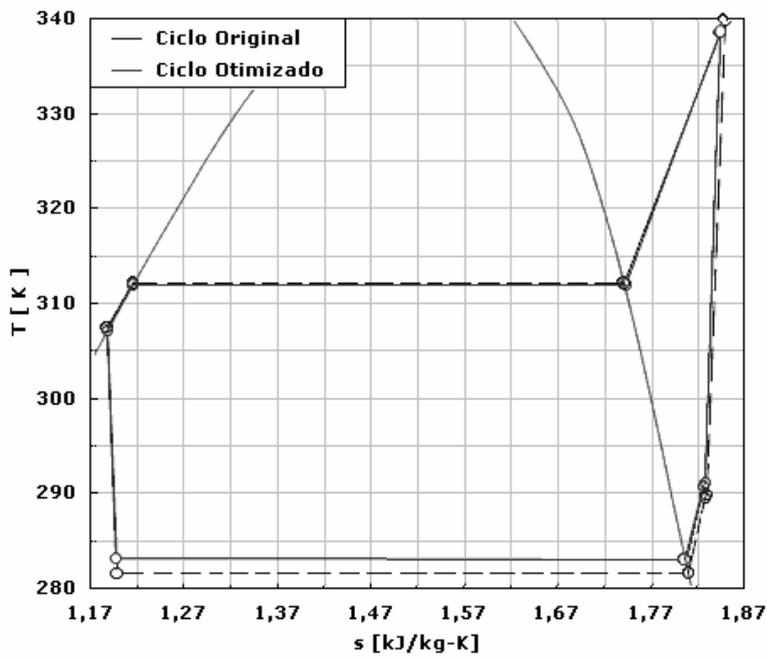
		ΔE_{ir}	\dot{Q}	\dot{W}	ψ	\dot{I}	\dot{I}	δ	\dot{I} / \dot{I}_0
		[kW]	[kW]	[kW]	[%]	[kW]	[%]	[%]	[%]
(1) Sistema Original									
	Compressor	1,7069	0,0000	-2,0962	92,40	0,3893	22,81	30,38	100,00
	Válvula de Expansão	-0,2181	0,0000	0,0000	96,40	0,2181	-100,00	17,02	100,00
	Condensador	-0,4296	0,1246	0,0000	93,74	0,3050	-70,99	23,80	100,00
	Evaporador	-0,5769	0,2079	0,0000	90,16	0,3690	-63,97	28,80	100,00
	Ciclo Global			-2,0962		1,2815		100,00	100,00
(2) Sistema Otimizado									
	Compressor	1,6876	0,0000	-2,0603	93,14	0,3727	22,09	32,56	95,74
	Válvula de Expansão	-0,2023	0,0000	0,0000	96,81	0,2023	-100,00	17,68	92,77
	Condensador	-0,4041	0,1255	0,0000	94,35	0,2786	-68,94	24,34	91,35
	Evaporador	-0,5159	0,2249	0,0000	91,61	0,2910	-56,40	25,42	78,84
	Ciclo Global			-2,0603		1,1447		100,00	89,32

A fig.50.a mostra, para o sistema base e o otimizado, os valores da irreversibilidade para cada componente e para o sistema completo, assim como o percentual que representam com respeito às irreversibilidades do sistema base. Pode ser observada a diminuição das irreversibilidades após o processo de otimização. A diminuição mais significativa, dentre os componentes, é dada no evaporador.

Na fig.50.b observa-se o diagrama T-s do ciclo de refrigeração para o sistema original (linha pontilhada) e para o sistema otimizado encontrado no teste C3T7 (linha cheia). Como pode se apreciar, a área contida no diagrama T-s para o ciclo otimizado é menor que a área contida no ciclo original.



(a)



(b)

Figura 50. (a) Irreversibilidades no sistema, (b) Variação no ciclo de refrigeração.

5.4. Caso 4: Melhora do desempenho de um Sistema tipo Split de 0,9 TR da Haier com distribuição de ar não uniforme

Na presente seção mostram-se os resultados do estudo que pretende melhorar o desempenho de um sistema de condicionamento de ar tipo “Split” de 0,9 TR da Haier (Haier, 2009a) que apresenta uma distribuição de ar não uniforme no evaporador. Mostra-se a série de testes realizados (onde se encontraram ganhos da ordem de 8,0% no COP do sistema), a evolução dos parâmetros caraterísticos do ciclo de refrigeração durante o processo de otimização de um dos testes, assim como uma análise comparativa de irreversibilidades do sistema otimizado completo e de cada um de seus componentes com respeito ao sistema original.

5.4.1. Dados de entrada

Um equipamento comercial asiático de condicionamento de ar tipo “Split” de 0,9 TR da Haier foi considerado como projeto base para o presente estudo (Haier, 2009b). O Grupo Haier é a 4ª maior empresa no mundo, fabricante de eletrodomésticos da China, com mais de 240 filiais e 30 centros de projeto especializados a nível mundial (Haier, 2009a).

A unidade em estudo é uma bomba de calor que trabalha com R22, e é composta por um trocador de calor interno de tipo tubo-aletado do 2x15 tubos (evaporador), um trocador de calor externo do tipo tubo-aletado de 1x22 tubos (condensador), um compressor modelo QX-24A(F), um acumulador, e um conjunto de válvulas (uma válvula reversível, duas válvulas check e duas válvulas de expansão consideradas isentálpicas) que definem o modo de operação do sistema, conforme se pode observar no esquema da fig.51.

Na fig.52 observam-se os desenhos para a unidade evaporadora (fig.52.a) e unidade condensadora (fig.52.b), típicas de estes sistemas tipo “Split”. Fotografias das unidades evaporadora e condensadora podem ser observadas nas figs.53.a e 53.b, respectivamente. Na fig.53.a pode se observar o detalhe da forma curvada do evaporador.

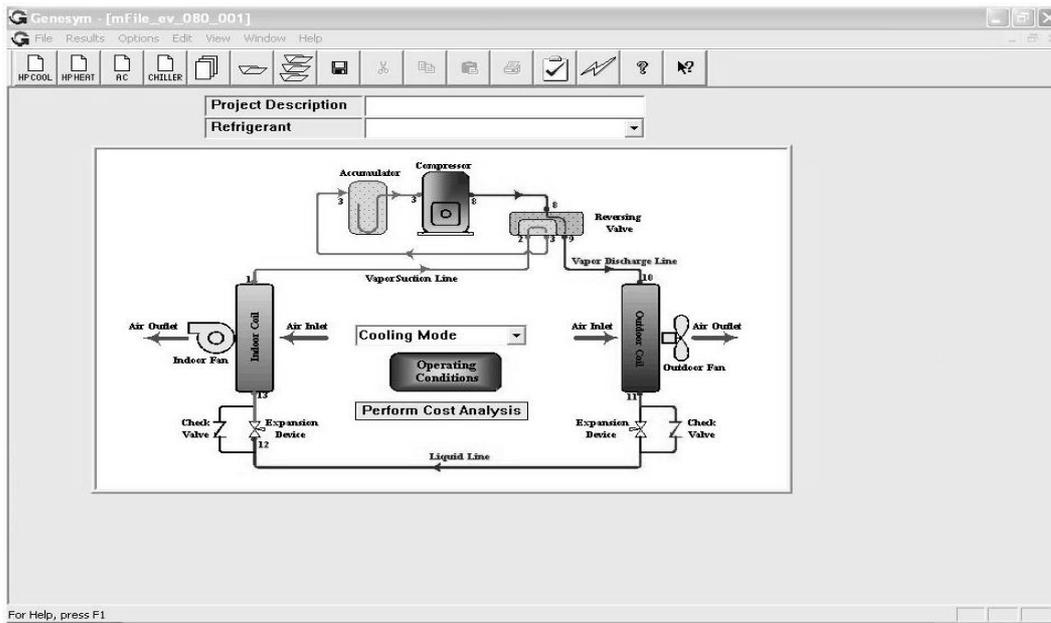


Figura 51. Esquema da Bomba de Calor da Haier.

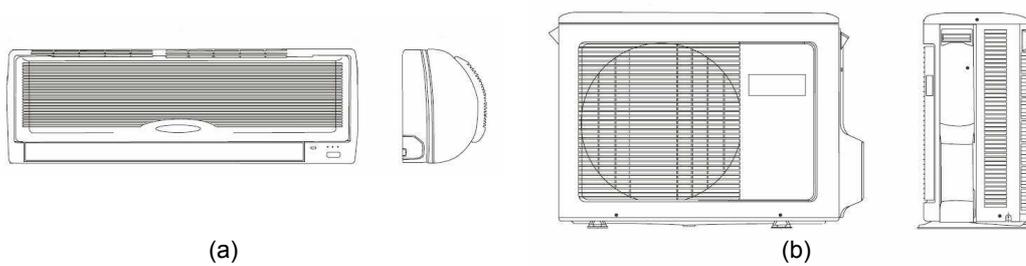


Figura 52. Esquema típico de um sistema de condicionamento de ar tipo “split”.

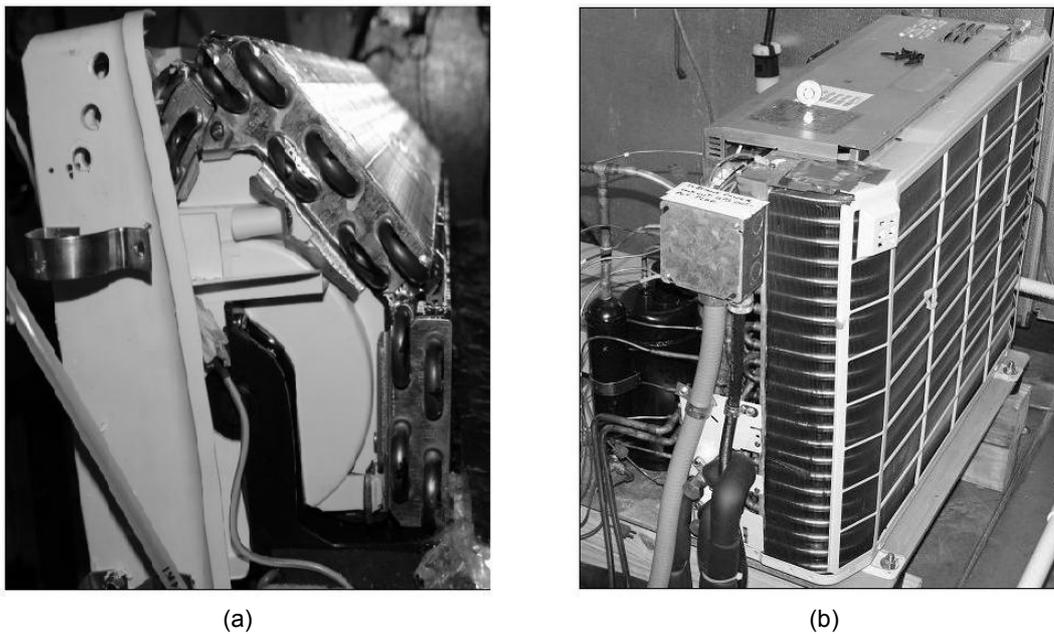


Figura 53. Fotografias do (a) Evaporador e (b) Condensador do sistema Haier de 0,9 TR.

Os circuitos de refrigerante desta unidade (considerada como referência neste estudo) podem ser vistos na fig.54.a, para o evaporador, e na fig.54.b, para o condensador.

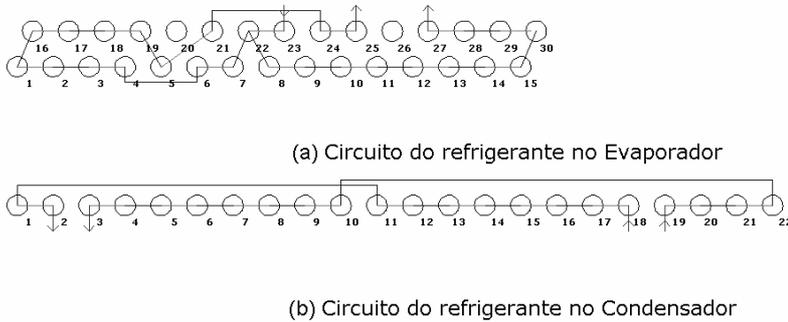


Figura 54. Circuitos originais do sistema Haier (projeto R22-9580base).

Devido à forma do casco externo do evaporador (fig.52.a) e da forma curva do evaporador para se encaixar nesta geometria (fig.53.a), a vazão do ar não é a mesma sobre todos os tubos do evaporador. Isto gera uma distribuição não uniforme do ar sobre o evaporador, a qual faz parte do projeto original base. O condensador não apresenta maiores problemas de distribuição, tendo uma distribuição uniforme da velocidade do ar sobre todos os tubos. Nas figs.55 e 56 podem se observar os perfis de velocidade adimensionais, com respeito à velocidade máxima do ar, para cada trocador de calor.

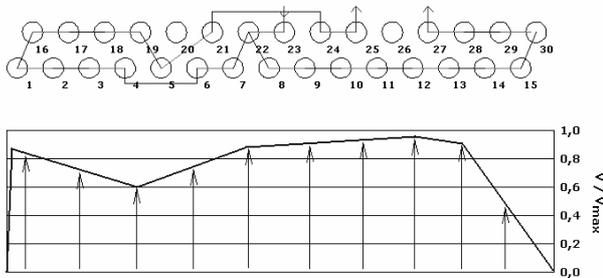


Figura 55. Perfil de velocidade adimensional no trocador de calor interno (evaporador).

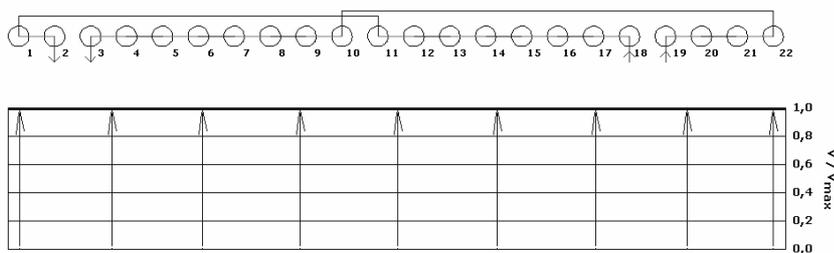


Figura 56. Perfil de velocidade adimensional no trocador de calor externo (condensador).

Um resumo das principais características geométricas dos trocadores de calor, das condições ambientais de operação, entre outros dados de interesse, pode ser visto na tabela 26. Todos estes dados, entre outros, necessários para a simulação do sistema, encontram-se sob o nome de projeto R22-9580base.

As condições ambientais de operação deste sistema são definidas a partir da temperatura de bulbo seco e a umidade relativa na entrada de cada trocador de calor, sempre considerando a pressão atmosférica.

Tem-se 3,8 K como grau de sub-resfriamento na saída do condensador, e 2,9 K como grau de superaquecimento na saída do evaporador.

Tabela 26. Dados gerais do projeto R22-9580base (Sistema da Haier).

Características do Projeto				
Projeto	R22-9580base.pr1			
Sistema	Bomba de Calor			
Refrigerante	R22			
Trocadores de Calor				
	Evaporador		Condensador	
Comprimento	0,587	[m]	0,983	[m]
Altura	0,31546	[m]	0,55	[m]
Núm.de Fileiras de tubos	2	[-]	1	[-]
Núm.de Tubos por fileira	15	[-]	22	[-]
Num.de.Aletas por metro	787,402	[-]	669,291	[-]
Espessura das aletas	0,00011	[m]	0,00011	[m]
Tipo de aleta	Lanced - Superslit - High	[-]	Plain	[-]
Diâmetro interno dos tubos	0,00642	[m]	0,00893	[m]
Tipo de superfície interna dos tubos	Other Cross Grooved	[-]	Other Cross Grooved	[-]
Altura das micro-aletas	0,00015	[m]	0,0002032	[m]
Núm.de micro-aletas	60	[-]	60	[-]
Compressor				
Modelo	QX-24A(F) (Compressor hermético scroll)			
Dispositivo de expansão				
Tipo	Dispositivo de expansão Isoentálpica			
Condições Ambientais de Operação				
	Temp.Bulbo seco	Temp.Bulbo úmido	Umidade relativa	Pressão
	[K]	[K]	[-]	[kPa]
Para o Condensador	307,38		0,172	101,28
Para o Evaporador	298,09		0,528	101,28
Modo de Avaliação do Ciclo				
Grau de Subenfriamento na Saída do Condensador				3,82 [K]
Grau de Superaquecimento na Saída do Evaporador				2,87 [K]

5.4.2. Testes realizados

No presente estudo de caso realizaram-se três (3) testes de otimização, denominados: C4T1, C4T2, C4T3. Em todos os testes procurou-se aumentar o COP do sistema. Os testes C4T1 e C4T2 são otimizações realizadas por meio da ferramenta de otimização GAFIS. O teste C4T3 foi uma otimização manual com ajuda do programa Genesym e a partir dos resultados encontrados nos testes de otimização prévios.

No teste C4T1 otimizaram-se os circuitos do refrigerante com o fim de aumentar o COP do sistema, utilizando-se uma configuração para o circuito do evaporador que considera 24 dos 30 tubos disponíveis. Isto com o fim de observar se os tubos selecionados pelo método GAFIS teriam alguma influência notória devido à distribuição não uniforme de ar sobre este trocador de calor. Para o caso do condensador utilizaram-se todos os tubos, mantendo o ramal de 10 tubos e o ramal de 12 tubos conforme o projeto base. Este teste não considerou índices fixos de tubos de saída para os ramais.

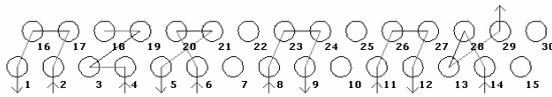
A definição da configuração dos circuitos para este teste (C4T1) pode ser observada na primeira coluna da tabela 27. Dados complementares com respeito aos parâmetros de otimização utilizados podem ser vistos no Apêndice C.

Tabela 27. Configurações dos circuitos nos testes C4T1 e C4T2.

	C4T1	C4T2
Número de zonas no evaporador	6	5
Número de tubos por zona	4-4-4-6-6-6	6
Índice dos tubos de entrada nos ramais do Evap.	2-4-6-8-11-14	3-6-7-12-13
Índice dos tubos de saída nos ramais do Evap.	(não restringidos)	(não restringidos)
Número de zonas no condensador:	2	2
Número de tubos por zona	10-12	11
Índice dos tubos de entrada nos ramais do Cond.	10-22	11-22
Índice dos tubos de saída nos ramais do Cond.	1-11	(não restringidos)
Número de tubos por zona		
Índice dos tubos de entrada nos ramais do Cond.		
Índice dos tubos de saída nos ramais do Cond.		

Os circuitos encontrados pelo método GAFIS, no teste C4T1, são mostrados na fig.57.

Utilizando estes circuitos otimizados, se obteve um aumento de 3,7% no COP do ciclo de refrigeração ($COP_{orig} = 2,43$; $COP_{C4T1} = 2,52$). A capacidade de resfriamento também foi favorecida, passando de 3,37 kW para 3,43 kW (o que representa um aumento do 1,7%). A potência do compressor teve uma diminuição da ordem de 2,0%. A temperatura de evaporação do ciclo de refrigeração foi reduzida em 3,7 °C, com respeito ao ciclo base, sendo que a temperatura de condensação teve um pequeno decréscimo, de 0,9 °C. O sistema, utilizando os circuitos encontrados no teste C4T1, precisará de uma menor carga de refrigerante (9,2%).



(a) Circuito do refrigerante no Evaporador



(b) Circuito do refrigerante no Condensador

Figura 57. Teste C4T1 - Circuitos otimizados deixando tubos sem utilizar.

Para o teste C4T2 resolveu-se utilizar uma configuração para os circuitos que considera a totalidade de tubos disponíveis no evaporador e dois ramos de 11 tubos no condensador (o uso de dois ramos de 11 tubos não permitirá cumprir a restrição de se ter um número par de tubos nos ramos) com a intenção de visualizar quanto ainda pode ser otimizado este sistema. Este teste não considerou índices fixos de tubos de saída para os ramos.

A definição da configuração dos circuitos para este teste (C4T2) pode ser observada na segunda coluna da tabela 27. Dados complementares com respeito aos parâmetros de otimização utilizados podem ser vistos no Apêndice C.

Os circuitos encontrados pelo método GAFIS, no teste C4T2, são mostrados na fig.58.

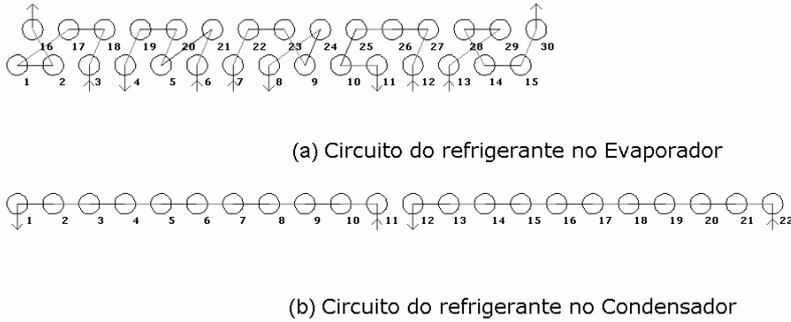


Figura 58. Teste C4T2 - Circuitos otimizados utilizando todos os tubos.

Considerando os resultados encontrados nos testes C4T1 e C4T2 e a possibilidade de manter a entrada e a saída dos tubos no mesmo lado do condensador, realizou-se uma série de testes de maneira manual por meio do programa Genesym. Testaram-se três variantes para o condensador: (1) utilizando um condensador desbalanceado; (2) utilizando um ramo de subresfriamento; e (3) deixando tubos inutilizados. Os circuitos encontrados pelo método GAFIS para estes testes são mostrados nas figs.59 a 61. Dentre estes testes, o que apresentou um maior valor de COP, denominado como C4T3, foi o caso em que se utilizou o ramo de subresfriamento, mostrado na fig.60.

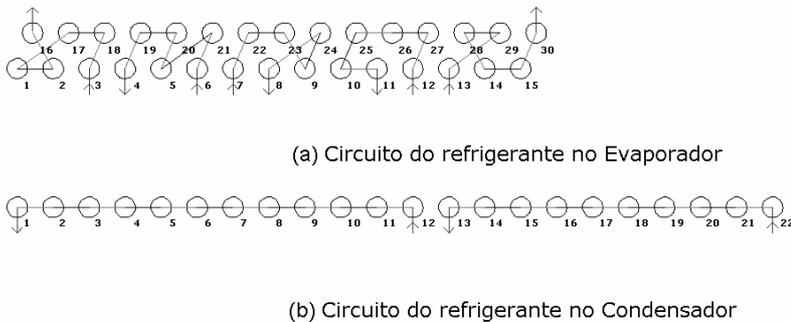


Figura 59. Teste C4T3 – Teste com condensador desbalanceado.

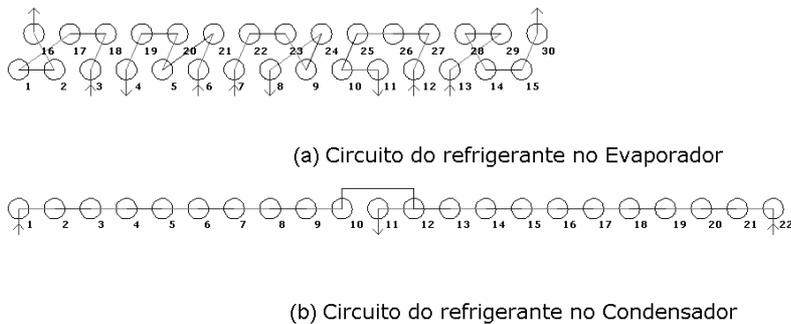
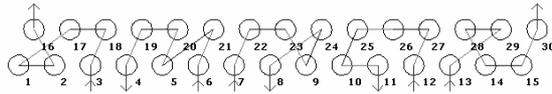


Figura 60. Teste C4T3 – Teste com ramo de subresfriamento no condensador.



(a) Circuito do refrigerante no Evaporador



(b) Circuito do refrigerante no Condensador

Figura 61. Teste C4T3 – Teste deixando tubos sem utilizar no condensador.

Na tabela 28 mostra-se o resumo dos principais parâmetros de funcionamento dos ciclos de refrigeração, assim como suas variações em percentual, com respeito ao projeto base.

Tabela 28. Resumo de resultados dos testes de otimização do sistema Haier.

	Projeto Base	C4T1		C4T2		C4T3	
		(deixando tubos livres)	Δ[%]	usando todos os tubos	Δ[%]	(múltiplas variantes)	Δ[%]
Capacidade [kW]	3,372	3,429	1,69	3,636	7,83	3,642	8,01
Potência Compressor [kW]	1,386	1,359	-1,95	1,382	-0,29	1,376	-0,72
COP [-]	2,4326	2,5227	3,70	2,6298	8,11	2,6457	8,76
Vazão mássica refrig. [kg/s]	0,02266	0,02215	-2,25	0,02334	3,00	0,02333	2,96
Carga de refrigerante [kg]	0,917	0,833	-9,16	0,859	-6,32	0,832	-9,27
Temp.Evaporação [K]	280,99	277,28	-1,32	278,82	-0,77	278,79	-0,78
Temp.Condensação [K]	322,93	322,04	-0,28	322,65	-0,09	322,4	-0,16

Com base no resumo de resultados mostrado na tabela 28, tem-se que os circuitos encontrados no teste C4T3 seriam os mais adequados a este sistema. Esta configuração permite um aumento de 8,8% no COP, um aumento da capacidade de resfriamento de 8,0%, e uma diminuição de 9,3% da carga necessária de fluido refrigerante do sistema, quando comparado com o projeto base. Este sistema também cumpre com o requisito de ter as entradas e as saídas dos circuitos do refrigerante num mesmo lado do trocador de calor.

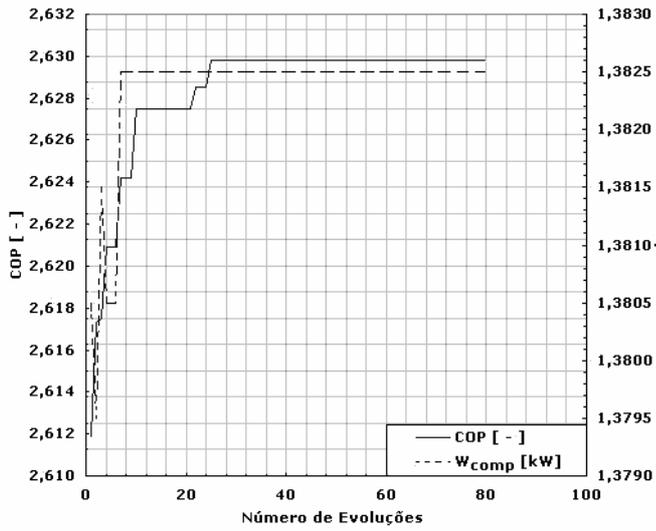
5.4.3. Evolução dos parâmetros do ciclo de refrigeração

A título de exemplo, considerou-se o teste C4T2 para a apresentação da evolução, fig.62.

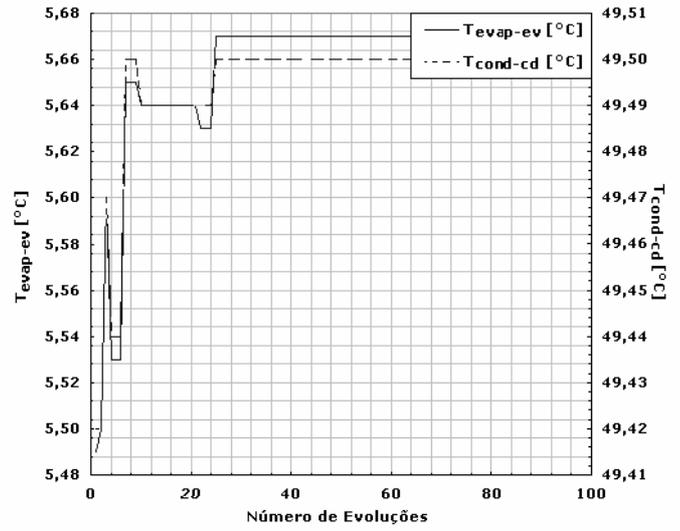
No presente caso, na busca pela maximização do COP do sistema, um comportamento não esperado foi encontrado para a evolução da potência do compressor, pois esta tendeu a aumentar (fig.62.a). A otimização do sistema procurou por níveis de temperatura de condensação e de evaporação maiores a cada vez. Entretanto, a variação da temperatura de condensação mostrou-se pouco significativa. Estas variações nas temperaturas de saturação (fig.62.b) mostram certa relação com a variação da vazão de refrigerante no sistema (fig.62.c), que mostrou uma tendência de aumento, conforme visto em anteriores testes.

As taxas de transferência de calor, em ambos trocadores de calor, mostraram uma marcada tendência de aumento na medida em que o COP aumentava (fig.62.d). A tendência de se obter um melhor desempenho do sistema na medida em que a relação de compressão diminuiu foi novamente registrada durante a otimização (fig.62.e).

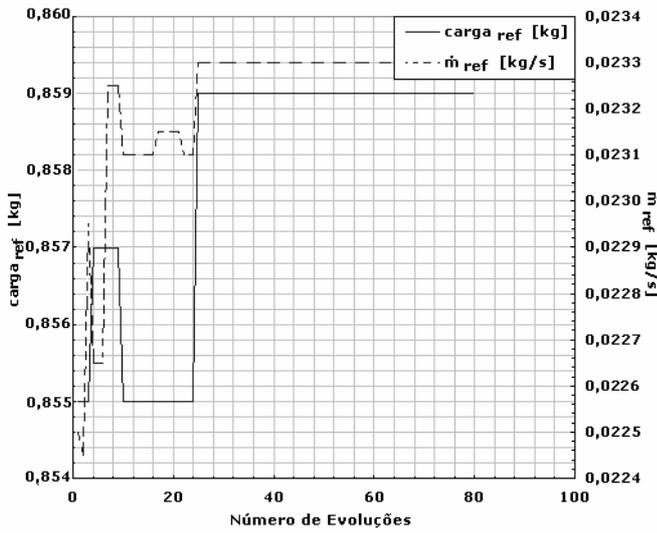
A queda de pressão no condensador mostrou uma marcada tendência de aumento, guardando relação com o aumento da vazão mássica de refrigerante no sistema. As mudanças na queda de pressão do evaporador, porém, não apresentaram um comportamento definido (fig.62.f).



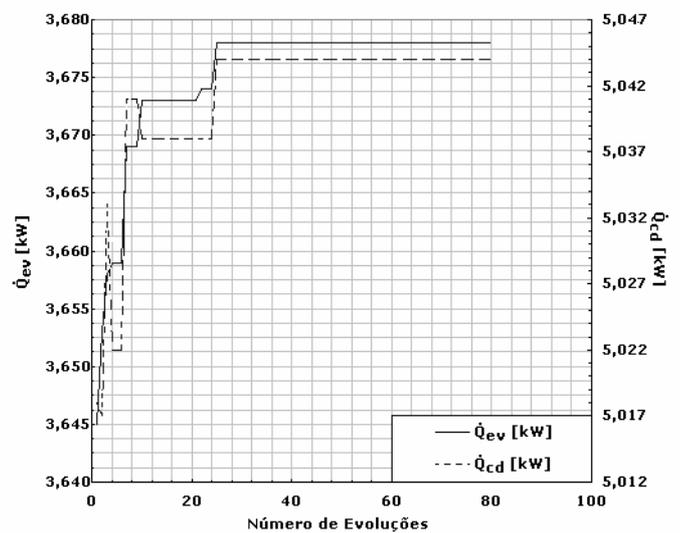
(a)



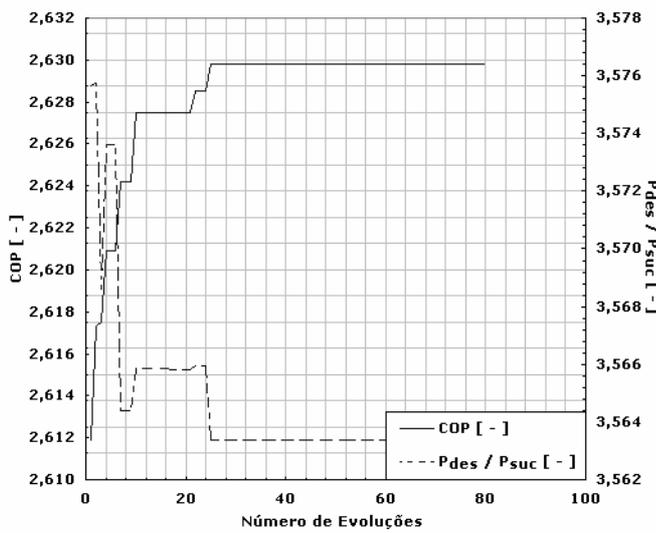
(b)



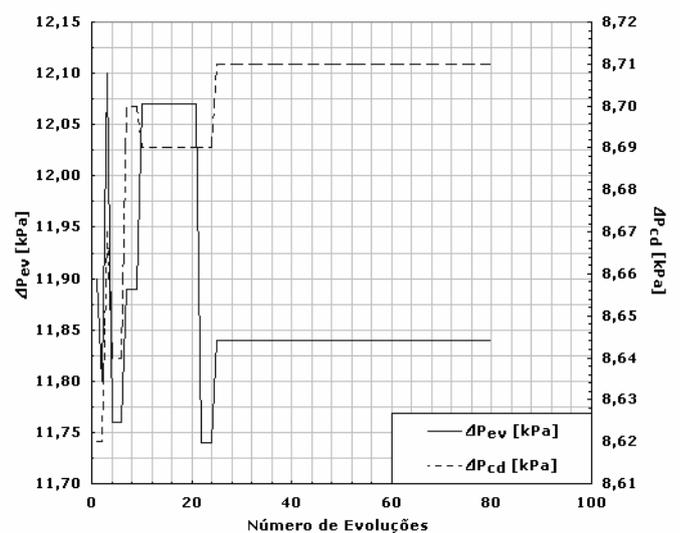
(c)



(d)



(e)



(f)

Figura 62. C4T2 - Evolução dos principais parâmetros de funcionamento do ciclo de refrigeração durante a otimização.

5.4.4. Análise Exergética do Ciclo Otimizado

Nesta seção comparam-se os resultados da análise de irreversibilidades, para o sistema original e o sistema otimizado, decorrentes do teste C4T3.

Na tabela 29 mostra-se o resumo da análise de irreversibilidades para cada componente do sistema e para o sistema completo. Na parte superior da tabela mostram-se os valores para o sistema original, e na parte inferior os valores para o sistema otimizado.

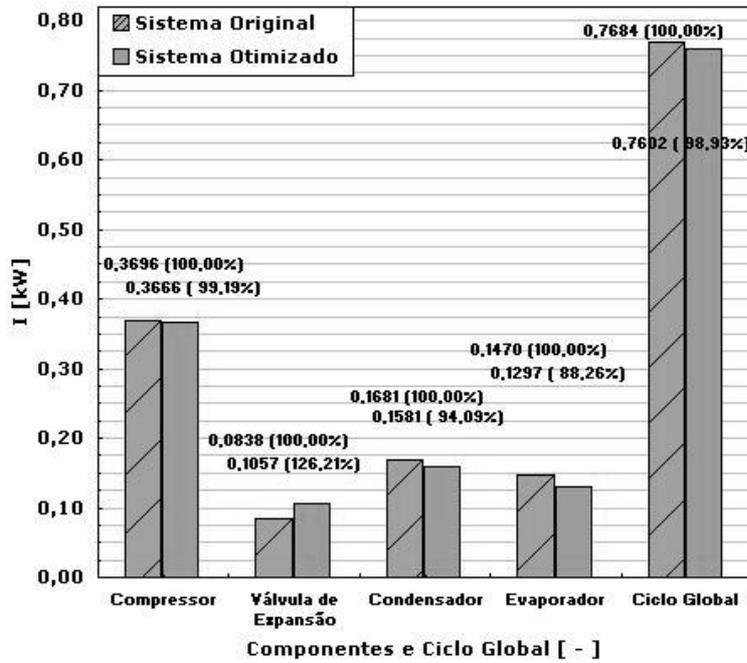
Neste caso, no sistema original observa-se que a maior contribuição à irreversibilidade total do sistema é dada pelo compressor, seguido pelo condensador, evaporador e pelo dispositivo de expansão. Após o processo de otimização, as irreversibilidades diminuíram em todos os componentes do sistema, à exceção do dispositivo de expansão, onde houve um aumento na irreversibilidade de 26,2%. No balanço final, de irreversibilidade para o sistema, teve-se uma redução de 1,1%.

A fig.63.a mostra, para os sistemas base e otimizado, os valores da irreversibilidade para cada componente e para o sistema completo, assim como o percentual que representam com respeito às irreversibilidades do sistema base.

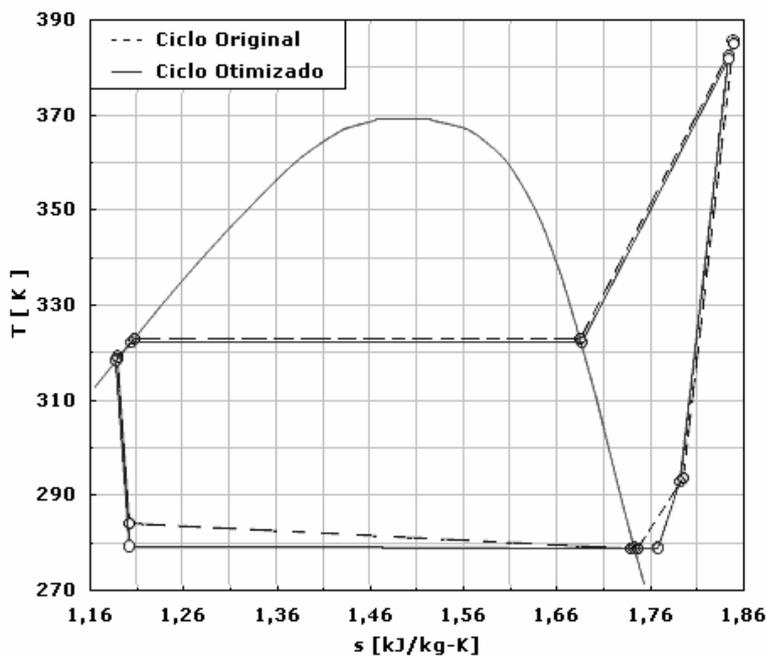
Tabela 29. Análise de irreversibilidades, sistema original - sistema otimizado.

	ΔE_x [kW]	\dot{Q} [kW]	\dot{W} [kW]	ψ [%]	\dot{I} [kW]	\dot{I} [%]	δ [%]	\dot{I} / \dot{I}_b [%]
(1) Sistema Original								
Compressor	0,9064	0,0000	-1,2760	64,30	0,3696	40,77	48,09	100,00
Válvula de Expansão	-0,0838	0,0000	0,0000	94,25	0,0838	-100,00	10,90	100,00
Condensador	-0,2439	0,0758	0,0000	87,85	0,1681	-68,90	21,87	100,00
Evaporador	-0,2075	0,0605	0,0000	84,90	0,1470	-70,85	19,13	100,00
Ciclo Global			-1,2760		0,7684		100,00	100,00
(2) Sistema Otimizado								
Compressor	0,9005	0,0000	-1,2671	66,01	0,3666	40,71	48,22	99,19
Válvula de Expansão	-0,1057	0,0000	0,0000	92,95	0,1057	-100,00	13,91	126,21
Condensador	-0,2341	0,0760	0,0000	88,55	0,1581	-67,55	20,80	94,09
Evaporador	-0,1948	0,0651	0,0000	86,01	0,1297	-66,59	17,07	88,26
Ciclo Global			-1,2671		0,7602		100,00	98,93

Na fig.63.b observa-se o diagrama T-s do ciclo de refrigeração para o sistema original (linha pontilhada) e para o sistema otimizado encontrado no teste C4T3 (linha cheia). Neste caso, como pode se apreciar, a área contida no diagrama T-s para o ciclo otimizado é maior que a área contida no ciclo original.



(a)



(b)

Figura 63. (a) Irreversibilidades no sistema, (b) Variação no ciclo de refrigeração.