



# **CARACTERIZAÇÃO DE UM CONDENSADOR UTILIZANDO FLUIDOS DE BAIXO GWP**

**Projeto de Graduação**

**Departamento de Engenharia Mecânica**

**Aluno: Rodrigo Vieiralves João Izzo Pinto**

**Matrícula: 0921151**

**Orientador: José Alberto dos Reis Parise**

**Co-orientador: Paul Ortega Sotomayor**

**Rio de Janeiro, 07 de Fevereiro de 2016**

## **AGRADECIMENTOS**

A toda minha família que sempre esteve comigo e me apoiou e incentivou durante toda a minha graduação, ao meu orientador Dr. José Alberto dos Reis Parise, ao meu co-orientador Dr. Paul Ortega Sotomayor, por sempre esclarecer minhas dúvidas e orientar meu projeto.

## RESUMO

Recentemente, tem sido notável a crescente atenção voltada para os novos fluidos refrigerantes de baixo GWP, uma vez que há uma crescente preocupação com o impacto ambiental do uso de refrigerantes, sendo este um dos grandes responsáveis pelo efeito estufa.

O assunto abordado no estudo realizado é relativamente novo e existem diversos exemplos na literatura. Existe, porém, existe uma dificuldade de se encontrar dados experimentais de equipamentos existentes operando com os novos fluidos refrigerantes.

O estudo foi feito a partir de dados experimentais disponíveis na literatura. Neste estudo é utilizado o refrigerante alternativo R32, em um ar-condicionado do tipo Split que opera R410A como fluido base. São medidas as condições de entrada e saída nos componentes do sistema, em diferentes ensaios e diferentes condições de operações. Permitindo a simulação e caracterização do sistema.

O modelo desenvolvido neste estudo têm relevância pois permite a caracterização do condensador a ar a partir de parâmetros geométricos característicos de troca de calor para o refrigerante nas zonas de superaquecimento, bifásico e subresfriado, além de caracterizar o lado do ar, permitindo, no futuro, o desenvolvimento de um modelo de simulação permitindo a modelagem do sistema operando com outro fluido refrigerante sem a necessidade de novos dados experimentais, facilitando desta forma seu retrofit.

**Palavras-chave:** Caracterização, modelagem, efetividade, condensador, troca de calor.

## ABSTRACT

The recent increase in attention given to low GWP refrigerants is remarkable. The main reason is that the concern about the environmental impact caused by refrigerants systems is increasing, because they are one of the of the greenhouse effect.

The present study is a characterization of an existent split air-to-air heat pump operating with low GWP fluid R32. This study contributes through the characterization of the condenser, to know and measure the refrigerant charge and mass flow needed to operate the system operating a new fluid, to which it was not originally designed.

A literature review shows that the theoretical and experimental works on the applications of low GWP refrigerants are a new study topic. This is the main reason why this paper is related to the use of low GWP refrigerant in existing systems.

This study was conducted using experimental data available in literature. Correlations were developed, and so it was possible to use the  $\varepsilon$ -NTU method, and then finding an expression for a heat transfer rate enhancement factor in different test conditions, in order to characterize the system.

The model developed in this study is relevant because it allows to characterize an existing component by means of a number of some characteristic parameters geometry based on the heat transfer for the refrigerant fluid on its different zones: superheat, two phase and subcooling and for the air flow. This allows the development of a simulation model for another fluid without the need of experimental data, making it easier to retrofit the component with new substances.

**Keywords:** Characterization, Modelling, effectiveness, condenser, heat transfer.

## Sumário

1. Introdução.....	1
1.1. Objetivo .....	1
1.2. Novos Refrigerantes .....	2
1.3. Organização do trabalho .....	3
2. Modelo matemático.....	3
3. Solução Numérica. ....	11
4. Dados experimentais .....	11
4.1. Fluidos Utilizados.....	12
4.2. Dados de entrada .....	12
4.3. Propriedades: .....	14
4.4. Método de Solução:.....	15
5. Resultados .....	16
5.1. Troca Térmica: .....	16
5.2. Efetividade: .....	17
5.3. Comprimentos: .....	18
5.4. Parâmetros Característicos: .....	18
6. Conclusões .....	21
7. Referências Bibliográficas .....	22
Apêndice A.....	24

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Representação esquemática do Sistema Térmico conforme [2] .....	1
Figura 2 - Esquematização do modelo multi-zona do condensador.....	4
Figura 3 - Diagrama Pressão x Entalpia.....	4
Figura 4 - Esquematização de um condensador do tipo tubo-aleta.....	5
Figura 5 - Condensador Goodman modelo 31SS-SSZ14.....	14
Figura 6 - Comparação entre os Parâmetros Característicos no Teste A .....	19
Figura 7 - Comparação entre os Parâmetros Característicos no Teste B.....	20
Figura 8 - Comparação entre os Parâmetros Característicos em condições estendidas.....	20

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Comparação entre os refrigerantes R32 e R410A .....	12
Tabela 2 - Dados Experimentais para o fluido alternativo R32 utilizados na simulação e caracterização segundo [1] .....	13
Tabela 3 - Dados Experimentais para o fluido base R410A utilizados na simulação e caracterização segundo [1] .....	13
Tabela 4 - Dados de geometria para o condensador segundo [2] .....	14
Tabela 5 - Propriedades termodinâmicas utilizando o fluido refrigerante R32.....	15
Tabela 6 - Propriedades termodinâmicas utilizando o fluido refrigerante R410A.....	15
Tabela 7 - Valores calculados para as trocas térmicas para o fluido R32 .....	17
Tabela 8 - Valores calculados para as trocas térmicas para o fluido R410A .....	17
Tabela 9 - Valores calculados para as efetividades para o fluido R32 .....	17
Tabela 10 - Valores calculados para as efetividades para o fluido R410A .....	17
Tabela 11 - Valores calculados para os comprimentos de cada zona para o fluido R32.....	18
Tabela 12 - Valores calculados para os comprimentos de cada zona para o fluido R410A.....	18
Tabela 13 -Valores calculados para os parâmetros característicos utilizando o fluido R32.....	18
Tabela 14 - Valores calculados para os parâmetros característicos utilizando o fluido R410A.....	19

## NOMENCLATURA

$A$	Área de troca de calor	$m^2$
$CH$	Parâmetro característico do trocador	--
$c_p$	Calor específico a pressão constante	$kJ/kg \cdot K$
$F$	Fração correspondente em relação à área total	--
$k$	Condutividade térmica	$kW/m \cdot K$
$L$	Comprimento	$m$
$\dot{m}$	Vazão volumétrica	$m^3/s$
$NTU$	Número de unidades de transferência	—
$Nu$	Número de Nusselt	—
$Pr$	Número de Prandtl	—
$Re$	Número de Reynolds	—
$U$	Coeficiente global de troca de calor	$kW/m^2 \cdot K$
$UA$	Condutância	$kW/K$
$x$	Título	—

## Letras gregas

$\alpha$	Coeficiente de troca de calor	$kW/m^2 \cdot K$
$\varepsilon$	Efetividade	—
$\mu$	Viscosidade	$Pa \cdot s$

## Subscritos

a	Ar
bf	Bifásico (i.e. Refere-se a zona bifásica do trocador)
calc	Calculado
col	Colunas
i	Entrada
l	líquido
lin	Linhas
max	Máximo
min	Mínimo
o	Saída



r	Fluido Refrigerante
sc	Subresfriamento (i.e. Refere-se a zona de subresfriamento do trocador)
sh	Desuperaquecimento (i.e. Refere-se a zona de superaquecimento do trocador)
t	Tubo
tot	Total
v	vapor

# 1. Introdução

## 1.1.Objetivo

Diversos fluidos, ditos refrigerantes, são utilizados como fluidos de trabalho em ciclos de refrigeração. Podemos citar alguns exemplos de aplicação, como, sistemas de climatização de automóveis, supermercados, edifícios, plantas de processos da indústria de petróleo, da indústria alimentícia, da indústria química, entre outros. Com a crescente atenção dos órgãos ambientais em relação ao impacto dos mesmos ao meio ambiente, a necessidade de desenvolvimento de fluidos com menor impacto ambiental também aumentou. O presente trabalho caracteriza e simula o condensador de um condicionador de ar do tipo split, e pelos dados experimentais apresentados por Alabdulkarem et. al [1], conforme a ilustração abaixo, para estudar seu comportamento com novos refrigerantes.

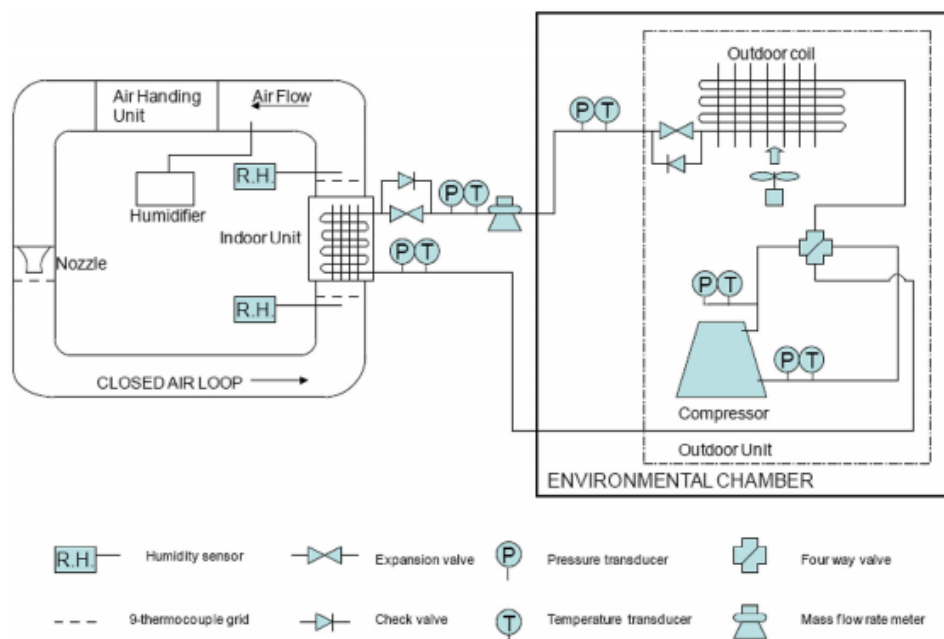


Figura 1 – Representação esquemática do Sistema Térmico estudado por Alabdulkarem et. al [2].

Após a caracterização do condensador, o modelo matemático desenvolvido permitirá a simulação do componente operando com um outro fluido refrigerante diferente do que foi projetado sem a necessidade de novos dados experimentais, facilitando o retrofit do componente.

## **1.2. Novos Refrigerantes**

Com a crescente preocupação com o meio ambiente, há uma tendência de se reduzir o uso dos fluidos refrigerantes a base de CFC que agredem a camada de Ozônio em nosso planeta.

Desenvolvidos na década de 30, os CFC's (clorofluorcarbonetos) surgiram como a forma segura de se alimentar sistemas de refrigeração, visto que os fluidos refrigerantes usados até então (1ª geração) eram tóxicos ou inflamáveis e os CFCs, como o R12, apresentavam flamabilidade e toxicidade zero constituindo, assim, a 2ª geração de fluidos refrigerantes.

Porém, décadas depois, estudos realizados comprovaram que esses fluidos causam impactos diretos à Camada de Ozônio causando sua redução. Como a camada de ozônio é a responsável pela filtragem da radiação solar ultravioleta em nosso planeta, é fundamental para a vida humana.

Com essa descoberta foram acordadas metas de redução e regras para controlar o uso desses fluidos internacionalmente. Posteriormente, foi assinado o Protocolo de Montreal que deu fim aos CFC's.

Logo se começou a pesquisar e desenvolver novos fluidos para reduzir assim o impacto ambiental que o vazamento e a utilização desses refrigerantes causam ao Meio Ambiente.

Surgiam os HFC's (hidrofluorcarbonos) e os HCFC's (hidroclorofluorcarbonos) utilizados até hoje em sistemas de refrigeração, conhecida como 3ª geração de fluidos refrigerantes.

Atualmente, há uma busca ainda maior para diminuir o impacto ambiental no que diz respeito ao efeito estufa causado pelos fluidos refrigerantes, levando ao desenvolvimento de uma 4ª geração de fluidos refrigerantes os quais têm como característica principal um menor GWP (global warming potential) em relação aos fluidos da geração anterior.

### **1.3. Organização do trabalho**

No capítulo 2 do presente trabalho, é apresentado o desenvolvimento do modelo matemático que tornou possível o estudo. No capítulo 3, é descrito de onde, e como foram obtidos os dados experimentais. No capítulo 4 é descrito o método de solução numérica. Seguindo para o capítulo 5, chega-se aos resultados encontrados, e uma análise dos mesmos. Finalmente, no capítulo 6, estão às conclusões observadas após todas as análises feitas e resultados obtidos.

## **2. Modelo matemático**

O desenvolvimento do modelo matemático se inicia com a modelagem da troca de calor realizada no condensador de forma global. Depois modela-se a troca de calor para cada zona, como ilustrado na Figura 1, utilizando as equações de efetividade de acordo com o método  $\epsilon$ -NTU, calculando os coeficientes de transferência de calor para cada fluido em função da geometria do trocador, variandam-se apenas os comprimentos de cada zona, caracteriza-se o trocador de calor, de acordo com seus parâmetros característicos  $CH_{a,sh}$ ,  $CH_{a,sc}$ ,  $CH_{a,bf}$ ,  $CH_{sh}$ ,  $CH_{sc}$ ,  $CH_{bf}$ , que são vinculados aos parâmetros geométricos que não variam em relação às zonas

do condensador como, diâmetro e densidade de aletas, correspondentes ao ar e fluido refrigerante. Às zonas, desuperaquecimento, zona bifásica, e zona de subresfriamento, respectivamente.

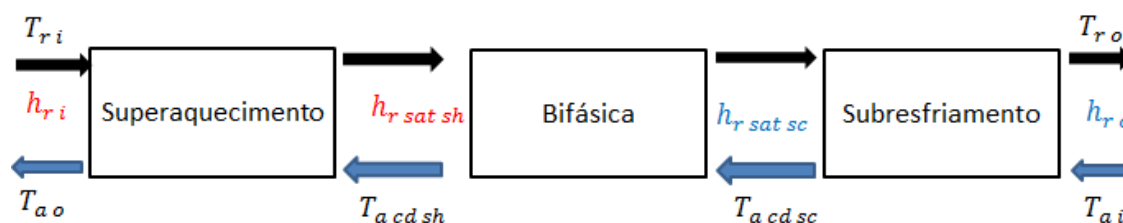


Figura 2: Esquematização do modelo multi-zona do condensador

A troca térmica realizada pelo condensador em suas zonas pode ser ilustrada pelo diagrama P-h a seguir, Figura 2.

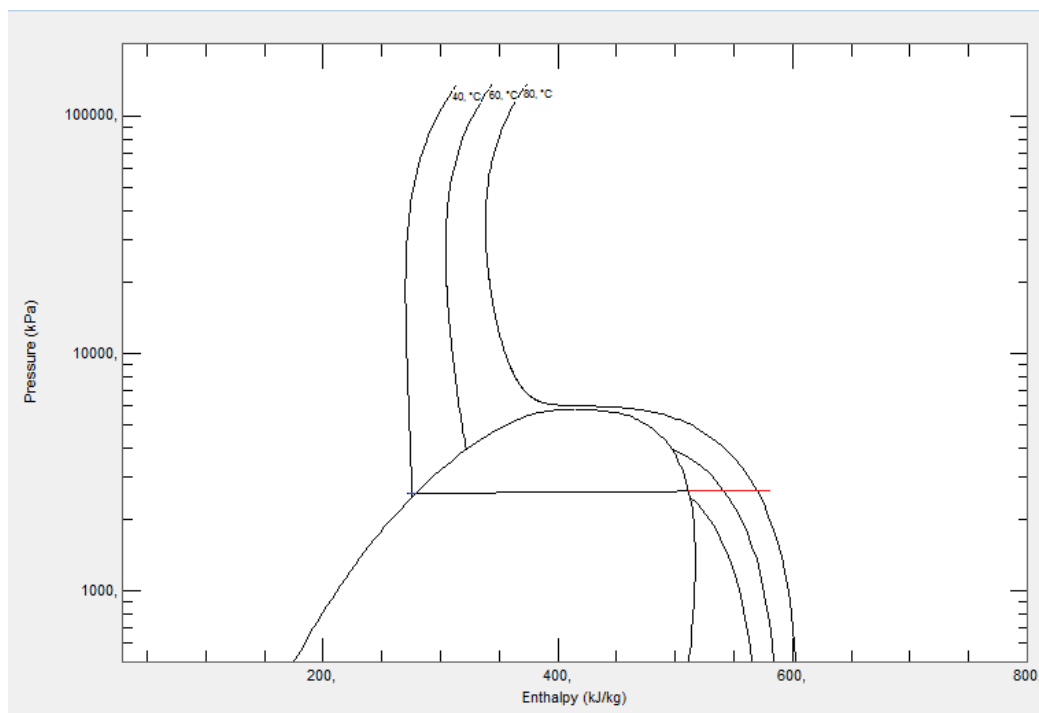


Figura 3: Diagrama Pressão x Entalpia.

A parte em vermelho corresponde à zona de desuperaquecimento, em preto temos a zona bifásica e em azul, quase imperceptível temos o subresfriamento.

O condensador utilizado é do tipo tubo-aleta, podendo ser esquematizado na Figura 4 da seguinte forma:

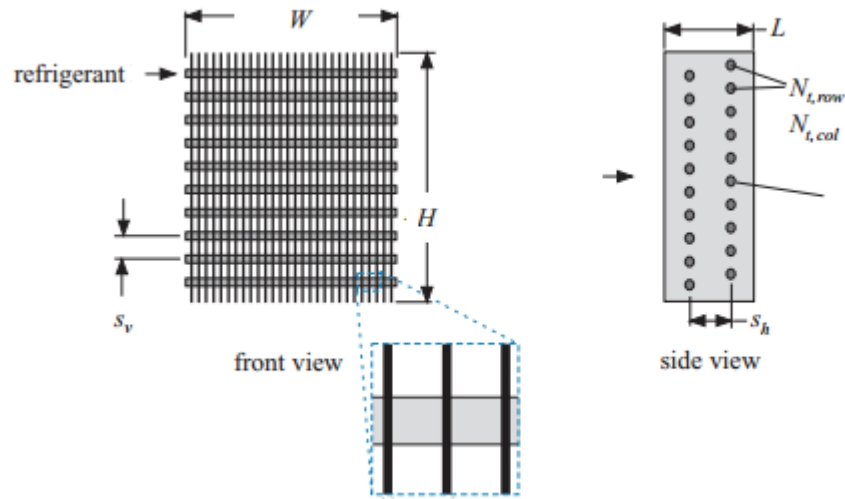


Figura 4: Esquematização de um condensador do tipo tubo-aleta [3].

Como o condensador possui um arranjo de tubos dispostos em diversas linhas e colunas de tubos. Primeiramente, calculamos o comprimento total do condensador em função do número total de colunas ( $N_{t\ col}$ ), número total de linhas ( $N_{t\ lin}$ ) e comprimento dos tubos ( $L_t$ ).

$$L_{tot} = N_{t\ col} N_{t\ lin} L_t \quad (1)$$

A seguir começamos com a modelagem da troca de calor do trocador global.

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_r (h_{r\ i} - h_{r\ o}) \quad (2)$$

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_a C_{p\ a\ m} (T_{a\ o} - T_{a\ i}) \quad (3)$$

Dessa forma podemos calcular o calor trocado no condensador, Eq. (1) e a vazão mássica de ar Eq. (2).

O segundo passo é a modelagem da troca realizada nas zonas monofásicas, de desuperaquecimento e subresfriamento, e da bifásica, bem como o cálculo de seus coeficientes de troca de calor e seus comprimentos.

Para o lado quente (fluido refrigerante):

$$\dot{Q}_{sh} = \dot{m}_r(h_{r\ i} - h_{r\ sat\ sh}) \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{sc} = \dot{m}_r(h_{r\ sat\ sc} - h_{r\ o}) \quad (5)$$

$$\dot{Q}_{bf} = \dot{m}_r(h_{sat\ sh} - h_{sat\ sc}) \quad (6)$$

Para o lado frio (ar):

$$\dot{Q}_{sh} = \dot{m}_a C_{pa}(T_{a\ cd\ sh} - T_{a\ i}) \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{sc} = \dot{m}_a C_{pa}(T_{a\ cd\ sc} - T_{a\ i}) \quad (8)$$

$$\dot{Q}_{bf} = \dot{m}_a C_{pa}(T_{a\ cd\ sh} - T_{a\ cd\ sc}) \quad (9)$$

Calcula-se o  $C_p$  médio do lado do ar de cada zona pelas equações:

$$C_{p\ a\ m} = 0,5(C_{p\ ai} + C_{p\ ao}) \quad (10)$$

$$C_{p\ sh\ a\ m} = 0,5(C_{p\ a\ o\ sh} + C_{p\ ai}) \quad (11)$$

$$C_{p\ sc\ a\ m} = 0,5(C_{p\ a\ o\ sc} + C_{p\ ai}) \quad (12)$$

$$C_{p\ bf\ a\ m} = 0,5(C_{p\ a\ o\ bf} + C_{p\ ai}) \quad (13)$$

Analogamente, tem-se para o lado do refrigerante:

$$C_{p\ sh\ r\ m} = 0,5(C_{P\ r\ o} + C_{P\ r\ o\ sh}) \quad (14)$$

$$C_{p\ sc\ r\ m} = 0,5(C_{P\ r\ o} + C_{P\ r\ o\ sc}) \quad (15)$$

Sendo as equações (14) e (15) aplicadas somente nas regiões monofásicas.

Seguindo o método da efetividade, tem-se o cálculo de  $C_c$  para cada zona:

$$C_{c\ sh} = \dot{m}_a C_{p\ sh\ a\ m} \quad (16)$$

$$C_{c\ sc} = \dot{m}_a C_{p\ sc\ a\ m} \quad (17)$$

$$C_{c\ bf} = \dot{m}_a C_{p\ bf\ a\ m} \quad (18)$$

Analogamente, calcula-se  $C_h$  nas zonas monofásicas.

$$C_{h\ sh} = \dot{m}_r C_{p\ sh\ r\ m} \quad (19)$$

$$C_{c\ sc} = \dot{m}_r C_{p\ sc\ r\ m} \quad (20)$$

Após calculadas as capacidades térmicas, comparamos os valores mínimos e máximos para determinar  $C_{\min}$  e  $C_{\max}$ , respectivamente, e calcularmos  $C_r$  nas zonas de desuperaquecimento e subresfriamento da equação:

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (21)$$



Uma vez determinado  $C_{min}$  podemos calcular a efetividade nas zonas de desuperaquecimento e subresfriamento através das equação:

$$\dot{Q}_{sh} = \varepsilon_{sh} \dot{m}_a C_{min} (T_{a\ cd\ sh} - T_{a\ i}) \quad (22)$$

$$\dot{Q}_{sc} = \varepsilon_{sc} \dot{m}_a C_{min} (T_{a\ cd\ sc} - T_{a\ i}) \quad (23)$$

O próximo passo é utilizar a equação de efetividade para cada zona monofásica pelas equações [4] Para as zonas monofásicas:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(\frac{1}{C_r} NTU^{0,22} (\exp(-C_r NTU^{0,78}) - 1)\right) \quad (24)$$

e:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (25)$$

Para a zona bifásica:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (26)$$

Podemos, então, calcular as condutâncias de cada zona, para então caracterizá-las mediante de seus coeficientes de troca de calor,  $\alpha$ , para cada zona.

Para o cálculo dos  $\alpha$ 's das zonas monofásicas utilizamos a equação de Dittus-Boelter.

$$Nu = 0,023 Re^{4/5} Pr^n \quad (27)$$

onde os números de Nusselt, Prandt e Reynolds podem ser calculados como:

$$Nu = \frac{\alpha L}{k} \quad (28)$$

$$Re = \frac{\dot{m} L}{A_t U} \quad (29)$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (30)$$

onde  $A_t$  corresponde à área da seção transversal.

Substituindo na equação (27), temos a correlação de Dittus - Boelter:

$$\frac{\alpha L}{k} = 0,023 \frac{\dot{m} L^{4/5}}{A_t U} \frac{\mu C_p^n}{k} \quad (31)$$

Utilizando  $n$  como 0,3 e isolando (i) os parâmetros de geometria, fixos,  $A_t$  independentes das demais propriedades físicas e termodinâmicas (ii), os parâmetros das condições de operação, como  $\dot{m}$  (iii), no parâmetro característico  $CH$ , temos, para zonas as monofásicas:

$$\alpha_{sh} = CH_{sh} \dot{m}_r^{0,8} k_{sh}^{0,667} C_{p\ sh}^{0,333} \mu_{sh}^{-0,467} L_{sh} \quad (32)$$

$$\alpha_{sc} = CH_{sc} \dot{m}_r^{0,8} k_{sc}^{0,667} C_{p\ sc}^{0,333} \mu_{sc}^{-0,467} L_{sc} \quad (33)$$

Tem-se:

- i.  $CH$  – Parâmetro de geometria;
- ii.  $\left. \begin{matrix} k \\ C_p \\ \mu \end{matrix} \right\}$  Parâmetros de propriedades do refrigerante;
- iii.  $\dot{m}$  – Parâmetro de operação ;
- iv.  $L$  – Comprimento de zona;

Para o cálculo do  $\alpha$  no lado do refrigerante na zona bifásica, utilizamos a Correlação de Cavallini e Zecchin [5],

$$Nu = 0,0344 Re_l^{0,83} \left[ 1 + x \left( \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_v}} - 1 \right) \right]^{0,82} Pr_l^{0,35} \quad (34)$$

Rearranjando-se (34), substituindo,  $Re_l$ ,  $Nu$  e  $Pr_l$  pelas equações (28), (29) e (30), e introduzindo-se o parâmetro característico  $CH_{bf}$ , chega-se a:

$$\alpha_{bf} = CH_{bf} m_r^{\dot{0},83} \mu_l^{-0,48} C_{p\,l}^{0,53} k_l^{0,65} \left\{ \left[ 1 + x \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} - 1 \right]^{0,82} \right\} L_{bf} \quad (35)$$

Considerando que não há mudança de fase do ar, utiliza-se a correlação de Dittus Boelter (27), utilizando um raciocínio análogo ao das zonas de superaquecimento e subresfriamento do refrigerante chega-se a (31).

Partindo da premissa de que a vazão de ar é a mesma para as zonas do condensador, e que os parâmetros geométricos como densidade de aletas é constante, além da temperatura de entrada do ar ser a mesma nas três zonas do condensador, chegamos as seguintes equações para o cálculo dos  $\alpha$ 's do ar em cada zona:

$$\alpha_{a\,sh} = CH_{a\,sh} L_{sh} \quad (36)$$

$$\alpha_{a\,sc} = CH_{a\,sc} L_{sc} \quad (37)$$

$$\alpha_{a\,bf} = CH_{a\,bf} L_{bf} \quad (38)$$

Para a determinação dos valores dos parâmetros característicos  $CH_{a\,sh}$ ,  $CH_{a\,sc}$ ,  $CH_{a\,bf}$ ,  $CH_{sh}$ ,  $CH_{sc}$  e  $CH_{bf}$ , somamos os comprimentos de cada zona,

$$L_{tot\,calc} = L_{sh} + L_{sc} + L_{bf} \quad (39)$$

### 3. Solução Numérica.

Utilizando as equações (32), (33), (36), (37) e (38) para calcular o comprimento de cada zona, calculamos o comprimento total do condensador segundo o método  $\varepsilon$ -NTU com a abordagem de multi-zona utilizando a equação (39). Após comparar com o comprimento total do condensador calculado em (1), minimizamos o erro segundo a equação (40) abaixo:

$$f_{obj} = \frac{|L_{tot\ calc} - L_{tot}|}{L_{tot}} \quad (40)$$

Para minimizar, a função objetivo, foi utilizado o Método Métrico Variável (VMM).

Os cálculos foram realizados utilizando o software EES, que calcula os valores das propriedades termodinâmicas das substâncias utilizadas bem como as equações.

### 4. Dados experimentais

Os dados experimentais apresentados abaixo foram retirados do relatório de testes N° 20 do programa de avaliação de refrigerantes alternativos de baixo GWP de [1]. Os testes realizados foram do tipo drop-in onde se coloca uma carga de refrigerante alternativo em um equipamento previamente projetado para outro fluido refrigerante. No caso desse estudo, o sistema foi projetado para utilizar R410A, que possui um GWP de 2088 e foi utilizado R32 com GWP de 675 como alternativo. Os dados foram obtidos em testes realizados segundo a norma ASHRAE 116-1995 [6].

#### 4.1. Fluidos Utilizados

É conhecido que o R32 pode ser utilizado como um refrigerante alternativo de baixo GWP para o R410A, em bombas de calor como foi feito por. Xu et. al [7].

A tabela 1 a seguir mostra uma comparação entre o R410A e o R32.

Tabela 1: Comparação entre os refrigerantes R32 e R410A [8].

	<b>R32</b>	<b>R410A</b>
<b>Tipo de gás</b>	HFC	HFC
<b>Lubrificante utilizado</b>	Poliolester (POE)	Poliolester (POE)
<b>Classificação de segurança segundo a ASHRAE</b>	A2L-Não Tóxico-Flamabilidade média	A1- Não Tóxico-Não Inflamável
<b>Ponto de ebulição à 1 atm[°C]</b>	-52	-51
<b>Pressão Crítica [bar]</b>	58	49
<b>Temperatura Crítica [°C]</b>	78	71
<b>GWP</b>	675	1088
<b>Potencial de destruição do Ozônio (ODP)</b>	0	0
<b>GWP do R410A [%]</b>	32	100

#### 4.2. Dados de entrada

Os dados de entrada do modelo matemático utilizando o R32 como fluido de trabalho nos testes de refrigeração em estado de condições de regime permanente (A e B) e em condições estendidas em estado permanente. (Cond. Est.) são descritos na tabela a seguir:

Tabela 2: Dados Experimentais para o fluido alternativo R32 utilizados na simulação e caracterização segundo [1].

	Teste A	Teste B	Cond. Est.
<b>Pressão de entrada do condensador [kPa]</b>	2655,07	2256,39	3392,27
<b>Pressão de saída do condensador [kPa]</b>	2566,52	2232,39	3369,85
<b>vazão mássica [kg/s]</b>	0,044	0,044	0,042
<b>Temperatura de entrada do refrigerante [°C]</b>	87,08	73,27	112,80
<b>Temperatura de saída do refrigerante [°C]</b>	40,87	33,47	52,26
<b>Temperatura de entrada do ar [°C]</b>	34,90	27,53	46,41
<b>Temperatura de saída do ar [°C]</b>	41,16	33,81	52,56
<b>carga de refrigerante [kg]</b>	4,22	4,22	4,22

Para a validação dos resultados encontrados utilizando o fluido alternativo R32, utilizamos os dados experimentais referentes aos mesmos testes, porém, utilizando o fluido-base R410A.

Tabela 3: Dados Experimentais para o fluido base R410A utilizados na validação dos resultados segundo [1].

	Teste A	Teste B	Cond. Est.
<b>Pressão de entrada do condensador [kPa]</b>	2608,08	2201,06	3372,50
<b>Pressão de saída do condensador [kPa]</b>	2566,52	2159,97	3331,57
<b>vazão mássica [kg/s]</b>	0,0620	0,062	0,061
<b>Temperatura de entrada do refrigerante [°C]</b>	73,19	73,27	94,71

<b>Temperatura de saída do refrigerante [°C]</b>	39,55	32,17	51,21
<b>Temperatura de entrada do ar [°C]</b>	34,68	27,13	46,78
<b>Temperatura de saída do ar [°C]</b>	40,82	33,35	52,84
<b>carga de refrigerante [kg]</b>	5,19	5,19	5,19

Os dados de geometria abaixo foram retirados de [2], onde se utiliza um condensador do tipo "tubo-aleta" Fabricante Goodman modelo 31SS-SSZ14.

Tabela 4: Dados de geometria para o condensador segundo [2].

<b>Comprimento do tubo [m]</b>	2,16
<b>Número de tubos por banco [-]</b>	36
<b>Número de bancos [-]</b>	1



Figura 5: Condensador Goodman modelo 31SS-SSZ14.

### 4.3. Propriedades:

As propriedades termodinâmicas de cada fluido refrigerante para cada condição de operação, bem como as pressões de saturação, pressões críticas, temperaturas de saturação

e temperaturas críticas, são calculadas pelo EES em função do fluido e dos dados de entrada do modelo matemático. As tabelas 5 e 6 abaixo, mostram estas propriedades para o R32 e R410A, respectivamente.

Tabela 5: Propriedades termodinâmicas utilizando o fluido refrigerante R32.

	Teste A	Teste B	Cond. Est.
$h_{ri}$ [KJ/kg]	578,4	568,0	600,4
$h_{ro}$ [KJ/kg]	277,3	262,1	302,6
$C_{pai}$ [KJ/kg K]	1,005	1,005	1,006
$C_{pao}$ [KJ/kg K]	1,005	1,005	1,006
$C_{pri}$ [KJ/kg K]	1,271	1,252	1,289
$C_{pro}$ [KJ/kg K]	2,713	2,040	2,516

Tabela 6: Propriedades termodinâmicas utilizando o fluido refrigerante R410A.

	Teste A	Teste B	Cond. Est.
$h_{ri}$ [KJ/kg]	330,3	336,6	347,1
$h_{ro}$ [KJ/kg]	125,0	111,5	148,4
$C_{pai}$ [KJ/kg K]	1,005	1,005	1,006
$C_{pao}$ [KJ/kg K]	1,005	1,005	1,006
$C_{pri}$ [KJ/kg K]	1,287	1,189	1,302
$C_{pro}$ [KJ/kg K]	1,823	1,734	2,075

#### 4.4. Método de Solução:

Após utilizar os dados de entrada presentes nas tabelas 2, 3 e 4 além das propriedades presentes nas tabelas 5 e 6 no modelo matemático, onde serão calculados os parâmetros característicos para cada fluido, calcula-se o erro percentual entre cada parâmetro CH, referente ao mesmo teste, utilizando a equação:

$$erro = \frac{|CH_{R410A} - CH_{R32}|}{CH_{R410A}} \times 100 \quad (35)$$



A equação (35) revela um resultado dependente da minimização da função objetivo (34), onde se buscou o menor valor possível para o erro entre os comprimentos. Busca-se calcular os CH's com o menor erro possível sendo aceitáveis valores com um erro percentual na faixa de 5%.

## **5. Resultados**

Partindo de todos os dados descritos anteriormente, e do modelo matemático descrito nesse estudo, assumindo um valor de 0,5 para o título médio na parte bifásica e uma queda de pressão nula, iremos verificar a validade do método de caracterização do condensador, verificando parâmetros como troca térmica, efetividade, comprimentos das zonas além dos parâmetros característicos  $CH_{a,sh}$ ,  $CH_{a,sc}$ ,  $CH_{a,bf}$ ,  $CH_{sh}$ ,  $CH_{sc}$  e  $CH_{bf}$ .

Após a introdução dos dados de entrada, mostrados nas tabelas 2 para o fluido alternativo e 3 para o fluido base no modelo matemático, foram calculados os valores a seguir.

### **5.1. Troca Térmica:**

Para a troca térmica em cada zona do condensador chegamos aos seguintes resultados.

Tabela 7: Valores calculados para as trocas térmicas para o fluido R32.

	Teste A	Teste B	Cond. Est.
$Q_{sh}$ [kW]	2,926	2,361	4,095
$Q_{sc}$ [kW]	0,1552	0,2075	0,0898
$Q_{bf}$ [kW]	10,07	10,84	8,52

Tabela 8: Valores calculados para as trocas térmicas para o fluido R410A.

	Teste A	Teste B	Cond. Est.
$Q_{sh}$ [kW]	2,804	3,137	4,058
$Q_{sc}$ [kW]	0,3387	0,3573	0,3288
$Q_{bf}$ [kW]	9,65	10,54	7,9

## 5.2. Efetividade:

Utilizando o modelo matemático têm-se os valores a seguir para a efetividade em cada zona do condensador.

Tabela 9: Valores calculados para as efetividades para o fluido R32.

	Teste A	Teste B	Cond. Est.
$\epsilon_{sh}$	0,7596	0,7528	0,7212
$\epsilon_{sc}$	0,2133	0,2787	0,1243
$\epsilon_{bf}$	0,6316	0,6163	0,6189

Tabela 10: Valores calculados para as efetividades para o fluido R410A.

	Teste A	Teste B	Cond. Est.
$\epsilon_{sh}$	0,7290	0,7553	0,7325
$\epsilon_{sc}$	0,3768	0,3937	0,3614
$\epsilon_{bf}$	0,5926	0,5619	0,5614

### 5.3. Comprimentos:

Para o comprimento do trocador chegou-se aos seguintes resultados:

Tabela 11: Valores calculados para os comprimentos de cada zona para o fluido R32.

	Teste A	Teste B	Cond. Est.
$L_{sh}[m]$	15,24	14,54	15,34
$L_{sc}[m]$	2,568	3,355	1,568
$L_{bf}[m]$	59,96	59,87	60,85

Tabela 12: Valores calculados para os comprimentos de cada zona para o fluido R410A.

	Teste A	Teste B	Cond. Est.
$L_{sh}[m]$	15,84	15,99	17,58
$L_{sc}[m]$	5,915	6,071	6,14
$L_{bf}[m]$	56,01	55,7	54,04

### 5.4. Parâmetros Característicos:

Já para os parâmetros característicos do condensador  $CH_{a sh}, CH_{a sc}, CH_{a bf}, CH_{sc}, CH_{sc}$  e  $CH_{bf}$  foram calculados os resultados a seguir.

Tabela 13: Valores calculados para os parâmetros característicos utilizando o fluido R32.

	Teste A	Teste B	Cond. Est.
$CH_{a bf}$	0,5168	0,5148	0,5159
$CH_{a sc}$	0,5002	0,5002	0,5001
$CH_{a sh}$	0,5009	0,5008	0,5005
$CH_{bf}$	0,9062	0,8394	0,9179
$CH_{sc}$	0,51	0,5122	0,5062
$CH_{sh}$	0,5685	0,5579	0,5687

Tabela 14: Valores calculados para os parâmetros característicos utilizando o fluido R410A.

	Teste A	Teste B	Cond. Est.
$CH_{a\ bf}$	0,5159	0,5092	0,5073
$CH_{a\ sc}$	0,5005	0,5003	0,5002
$CH_{a\ sh}$	0,5011	0,5007	0,5008
$CH_{bf}$	0,918	0,7269	0,7021
$CH_{sc}$	0,526	0,5163	0,5112
$CH_{sh}$	0,5768	0,5514	0,5535

Para uma melhor visualização da diferença entre os parâmetros característicos de cada zona do condensador operando com o fluido base e o alternativo, além de auxiliar na escolha de qual teste apresenta os melhores resultados para a realização da caracterização do condensador, foram plotados os gráficos a seguir:

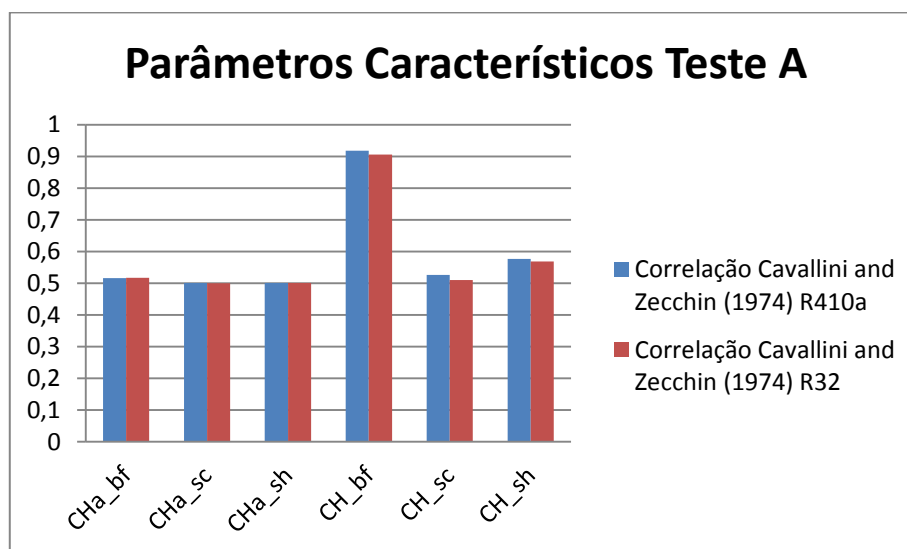


Figura 6: Comparação entre os Parâmetros Característicos no Teste A.

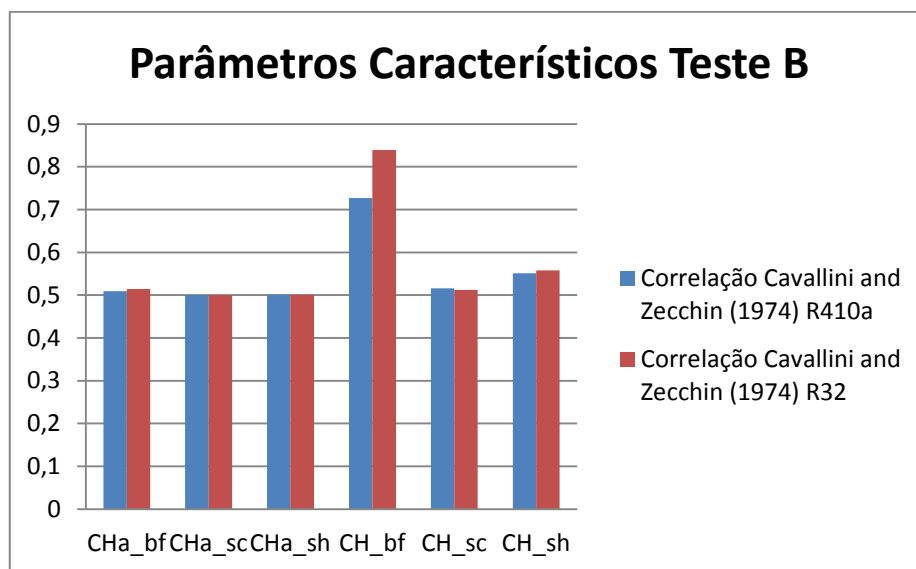


Figura 7: Comparação entre os Parâmetros Característicos no Teste B.

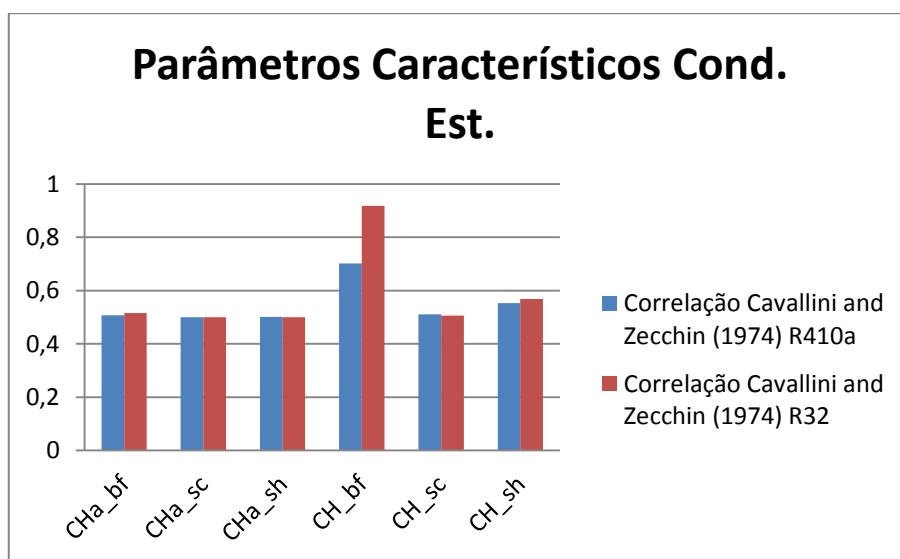


Figura 8: Comparação entre os Parâmetros Característicos em condições estendidas.

## **6. Conclusões**

O presente estudo desenvolveu um modelo matemático para a caracterização de um condensador do tipo "tubo-aleta" aplicado a um condicionador de ar do tipo split operando com um fluido refrigerante de baixo GWP.

Foi utilizado um modelo matemático baseado em equações fundamentais de balanço de energia, o método de multi-zona e o método da efetividade. Este modelo foi desenvolvido baseado em dados experimentais retirados de Alabdulkarem et. al [1].

O método desenvolvido, no qual foram utilizadas premissas como quedas de pressão nula entre as zonas de troca térmica, um título médio de 0,5 na zona de troca térmica bifásica, acabou mostrando-se bastante eficaz. Pois, para cada zona as efetividades, os comprimentos e os valores de calor trocado estão coerentes com a literatura, uma vez que a maior efetividade está na zona de desuperaquecimento. O maior comprimento e, conseqüentemente, a maior quantidade de calor trocado encontra-se na zona bifásica, e os menores valores para efetividade e comprimento são os correspondentes à zona de subresfriamento.

O baixo erro percentual (inferior a 5%) entre os parâmetros característicos de cada refrigerante, no teste A, permite a caracterização do condensador. Mostra que é necessária apenas uma condição de operação para que seja feita a caracterização do referido trocador de calor, no que diz respeito à troca de calor.

Portanto, o modelo desenvolvido no estudo permite que seja efetuado um retrofit do sistema alterando apenas a carga de refrigerante e sua vazão mássica para que o mesmo opere com um fluido refrigerante diferente daquele para o qual seu projeto foi originalmente feito.

## 7. Referências Bibliográficas

- [1] Abdullah Alabdulkarem ; Yunho Hwang ; Reinhard Radermacher , - “ System Drop-In Tests of Refrigerants R-32, D2Y-60, and L-41a in Air Source Heat Pump”, Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute (AHRI) Low-GWP Alternative Refrigerants Evaluation Program (Low-GWP AREP) Test Report #20, Julho 2013.
- [2] Abdullah Alabdulkarem, Radia Eldeeb, Yunho Hwang, Vikrant Aute, Reinhard Radermacher, - Testing, simulation and soft-optimization of R410A low-GWP alternatives in heat pump system, International Journal of Refrigeration, N° 60, 2015, pp 106-107.
- [3] Nellis, G.; Klein, S., - “Heat Transfer”, Cambridge University Press; Reprint edition (August 20, 2012)
- [4] Incropera, F. P.; Dewitt, D. P.; Bergman, T. L.; Lavine, A. S., - “Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa”, Ed. LTC, 2008.
- [5] Cavallini, Zecchin: A Dimensionless Correlation for Heat Transfer in Forced Convection Condensation. 6th Int. Heat Transfer Conf. Tokyo, 1974, pp. 309-313
- [6] ASHRAE, Methods Of Testing For Rating Seasonal Efficiency Of Unitary Air Conditioners And Heat Pumps, ASHRAE 116-1995, 1995
- [7] Xu, X.,Hwang, Y, Radermacher, R, - Performance comparison of R410A and R32 in vapor injection cycles. International Journal of Refrigeration, N° 36, 2013, pp 892-903.
- [8] Linde, [http://www.linde-gas.com/internet.global.lindegas.global/en/images/R32\\_leaflet\\_ST17\\_141257.pdf](http://www.linde-gas.com/internet.global.lindegas.global/en/images/R32_leaflet_ST17_141257.pdf) (Consultado em 31/11/2015).

[9] Howard Cheung, James E. Braun, - “Inverse Modeling to Simulate Fault Impacts for Vapor Compression Equipment Part 1: Component Modeling and Validation”. International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, Purdue University, Janeiro 2012.



## Apêndice A:

Resultados obtidos na caracterização utilizando o software EES:

Teste A (R410A):

$AA_{sc,i,1} = 0,05605$ [kW/K]	$AA_{sh,a,1} = 7,936$ [kW/K]	$AA_{sh,i,1} = 0,1355$ [kW/K]
$Aux2_{1,sh} = 0,9865$ [-]	$CHa_{bf} = 0,5159$ [-]	$CHa_{sc} = 0,5005$ [-]
$CH_{sh} = 0,5768$ [-]	$cp_{ai,1} = 1,005$ [kJ/kg-K]	$cp_{am,1} = 1,005$ [kJ/kg-K]
$cp_{ao,sh,1} = 1,005$ [kJ/kg-K]	$cp_{bfa,m,1} = 1,005$ [kJ/kg-K]	$cp_{l,1} = 1,867$ [kJ/kg-K]
$cp_{ro,1} = 1,823$ [kJ/kg-K]	$cp_{ro,sc,1} = 1,867$ [kJ/kg-K]	$cp_{ro,sh,1} = 1,917$ [kJ/kg-K]
$C_{c,sc,1} = 2,083$ [kW/K]	$C_{c,sh,1} = 2,083$ [kW/K]	$C_{h,sc,1} = 0,115$ [kW/K]
$C_{min,sc,1} = 0,115$ [kW/K]	$C_{min,sh,1} = 0,09987$ [kW/K]	$C_{r,sc,1} = 0,05521$ [-]
$\varepsilon_{sh,1} = 0,729$ [-]	$F_1 = 0,000004177$ [-]	$h_{fi,1} = 330,3$ [kJ/kg]
$k_{l,1} = 0,00007617$ [kW/m-K]	$k_m = 0,00004904$ [kW/m-K]	$k_{ii,1} = 0,00001978$ [kW/m-K]
$L_{bf,1} = 56,01$ [m]	$L_{sc,1} = 5,915$ [m]	$L_{sh,1} = 15,84$ [m]
$\mu_{ii,1} = 0,00001626$ [kg/m-s]	$\mu_{ro,1} = 0,0000981$ [kg/m-s]	$\mu_{sc,1} = 0,0000981$ [kg/m-s]
$NTU_{bf,1} = 0,8979$ [-]	$NTU_{sc,1} = 0,4783$ [-]	$NTU_{sh,1} = 1,334$ [-]
$P_m = 2588$ [kPa]	$P_r = 0,5254$ [-]	$P_{ri,1} = 2609$ [kPa]
$Q_{cd,1} = 12,79$ [kW]	$Q_{cd,bf,1} = 9,65$ [kW]	$Q_{cd,sc,1} = 0,3387$ [kW]
$\rho_{l,1} = 963$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$\rho_{v,1} = 113,2$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$T_{ai,1} = 34,68$ [C]
$T_{ao,sh,1} = 36,03$ [C]	$T_{ii,1} = 73,19$ [C]	$T_{ro,1} = 39,55$ [C]
$UA_{sc,1} = 0,05501$ [kW/K]	$UA_{sh,1} = 0,1332$ [kW/K]	$W_t = 2,16$ [m]
$AA_{bf,a,1} = 28,89$ [kW/K]	$AA_{bf,i,1} = 2$ [kW/K]	$AA_{sc,a,1} = 2,96$ [kW/K]
$Aux1_{1,sc} = 0,3636$ [-]	$Aux1_{1,sh} = 0,7192$ [-]	$Aux2_{1,sc} = 0,9649$ [-]
$CHa_{sh} = 0,5011$ [-]	$CH_{bf} = 0,918$ [-]	$CH_{sc} = 0,526$ [-]
$cp_{ao,1} = 1,005$ [kJ/kg-K]	$cp_{ao,bf,1} = 1,005$ [kJ/kg-K]	$cp_{ao,sc,1} = 1,005$ [kJ/kg-K]
$cp_{ri,1} = 1,287$ [kJ/kg-K]	$cp_{rm,sc,1} = 1,845$ [kJ/kg-K]	$cp_{rm,sh,1} = 1,602$ [kJ/kg-K]
$cp_{sca,m,1} = 1,005$ [kJ/kg-K]	$cp_{sha,m,1} = 1,005$ [kJ/kg-K]	$C_{c,bf,1} = 2,083$ [kW/K]
$C_{h,sh,1} = 0,09987$ [kW/K]	$C_{max,sc,1} = 2,083$ [kW/K]	$C_{max,sh,1} = 2,083$ [kJ/s-K]
$C_{r,sh,1} = 0,04794$ [-]	$\varepsilon_{bf,1} = 0,5926$ [-]	$\varepsilon_{sc,1} = 0,3768$ [-]
$h_{ro,1} = 125$ [kJ/kg]	$h_{sat,i,1} = 285,3$ [kJ/kg]	$h_{sat,o,1} = 130,5$ [kJ/kg]
$k_{ro,1} = 0,0000783$ [kW/m-K]	$k_{sc,1} = 0,0000783$ [kW/m-K]	$k_{sh,1} = 0,00001978$ [kW/m-K]
$L_{tot} = 77,76$ [m]	$L_{tot,c} = 77,76$ [m]	$\mu_{l,1} = 0,00009402$ [kg/m-s]
$\mu_{sh,1} = 0,00001626$ [kg/m-s]	$\dot{m}_{a,1} = 2,072$ [kg/s]	$\dot{m}_{r,1} = 0,06233$ [kg/s]
$N_{t,col} = 1$ [-]	$N_{t,row} = 36$ [-]	$P_c = 4925$ [kPa]
$P_{ro,1} = 2567$ [kPa]	$P_{sat,i,1} = 2609$ [kPa]	$P_{sat,o,1} = 2567$ [kPa]
$Q_{cd,sh,1} = 2,804$ [kW]	$R1\$ = 'R410A'$	$R2\$ = 'air'$
$T_{ao,1} = 40,82$ [C]	$T_{ao,bf,1} = 39,31$ [C]	$T_{ao,sc,1} = 34,84$ [C]
$T_{sat,i,1} = 43,29$ [C]	$T_{sat,o,1} = 42,5$ [C]	$UA_{bf,1} = 1,871$ [kW/K]

# TESTE A (R32):

$AA_{bf,a,1} = 30,99$  [kW/K]  
 $Aux1_{1,sc} = 0,2056$  [-]  
 $CHa_{sh} = 0,5009$  [-]  
 $cp_{ao,1} = 1,005$  [kJ/kg-K]  
 $cp_{ri,1} = 1,271$  [kJ/kg-K]  
 $cp_{sca,m,1} = 1,005$  [kJ/kg-K]  
 $C_{h,sh,1} = 0,07383$  [kW/K]  
 $C_{r,sh,1} = 0,03516$  [-]  
 $h_{ro,1} = 277,3$  [kJ/kg]  
 $k_{ro,1} = 0,0001085$  [kW/m-K]  
 $L_{tot} = 77,76$  [m]  
 $\mu_{sh,1} = 0,00001515$  [kg/m-s]  
 $N_{t,col} = 1$  [-]  
 $P_{ro,1} = 2632$  [kPa]  
 $Q_{cd,sh,1} = 2,926$  [kW]  
 $T_{ao,1} = 41,16$  [C]  
 $T_{sat,i,1} = 42,85$  [C]

$AA_{sc,i,1} = 0,02354$  [kW/K]  
 $Aux2_{1,sh} = 0,9913$  [-]  
 $CH_{sh} = 0,5685$  [-]  
 $cp_{ao,sh,1} = 1,005$  [kJ/kg-K]  
 $cp_{ro,1} = 2,173$  [kJ/kg-K]  
 $C_{c,sc,1} = 2,1$  [kW/K]  
 $C_{min,sc,1} = 0,09586$  [kW/K]  
 $\epsilon_{sh,1} = 0,7596$  [-]  
 $k_{l,1} = 0,0001066$  [kW/m-K]  
 $L_{bf,1} = 59,96$  [m]  
 $\mu_{ri,1} = 0,00001515$  [kg/m-s]  
 $NTU_{bf,1} = 0,9985$  [-]  
 $P_m = 2644$  [kPa]  
 $Q_{cd,1} = 13,15$  [kW]  
 $\rho_{l,1} = 880,5$  [kg/m<sup>3</sup>]  
 $T_{ao,sh,1} = 36,29$  [C]  
 $UA_{sc,1} = 0,02312$  [kW/K]

$AA_{bf,i,1} = 2,249$  [kW/K]  
 $Aux1_{1,sh} = 0,753$  [-]  
 $CH_{bf} = 0,9062$  [-]  
 $cp_{ao,bf,1} = 1,005$  [kJ/kg-K]  
 $cp_{rm,sc,1} = 2,195$  [kJ/kg-K]  
 $cp_{sha,m,1} = 1,005$  [kJ/kg-K]  
 $C_{max,sc,1} = 2,1$  [kW/K]  
 $\epsilon_{bf,1} = 0,6316$  [-]  
 $h_{sat,i,1} = 511,4$  [kJ/kg]  
 $k_{sc,1} = 0,0001085$  [kW/m-K]  
 $L_{tot,c} = 77,76$  [m]  
 $\dot{m}_{a,1} = 2,089$  [kg/s]  
 $N_{t,row} = 36$  [-]  
 $P_{sat,i,1} = 2655$  [kPa]  
 $R1\$ = 'R32'$   
 $T_{ao,bf,1} = 39,69$  [C]  
 $T_{sat,o,1} = 42,49$  [C]

$AA_{sh,a,1} = 7,631$  [kW/K]  
 $CHa_{bf} = 0,5168$  [-]  
 $cp_{ai,1} = 1,005$  [kJ/kg-K]  
 $cp_{bfa,m,1} = 1,005$  [kJ/kg-K]  
 $cp_{ro,sc,1} = 2,218$  [kJ/kg-K]  
 $C_{c,sh,1} = 2,1$  [kW/K]  
 $C_{min,sh,1} = 0,07383$  [kW/K]  
 $F_1 = 0,000008501$  [-]  
 $k_m = 0,00006551$  [kW/m-K]  
 $L_{sc,1} = 2,568$  [m]  
 $\mu_{ro,1} = 0,00009687$  [kg/m-s]  
 $NTU_{sc,1} = 0,2412$  [-]  
 $P_r = 0,4571$  [-]  
 $Q_{cd,bf,1} = 10,07$  [kW]  
 $\rho_{v,1} = 79,64$  [kg/m<sup>3</sup>]  
 $T_{ri,1} = 87,08$  [C]  
 $UA_{sh,1} = 0,107$  [kW/K]

$AA_{sc,a,1} = 1,285$  [kW/K]  
 $Aux2_{1,sc} = 0,9637$  [-]  
 $CH_{sc} = 0,5103$  [-]  
 $cp_{ao,sc,1} = 1,005$  [kJ/kg-K]  
 $cp_{rm,sh,1} = 1,691$  [kJ/kg-K]  
 $C_{c,bf,1} = 2,1$  [kW/K]  
 $C_{max,sh,1} = 2,1$  [kJ/s-K]  
 $\epsilon_{sc,1} = 0,2133$  [-]  
 $h_{sat,o,1} = 280,9$  [kJ/kg]  
 $k_{sh,1} = 0,00002254$  [kW/m-K]  
 $\mu_{l,1} = 0,00009449$  [kg/m-s]  
 $\dot{m}_{r,1} = 0,04367$  [kg/s]  
 $P_c = 5784$  [kPa]  
 $P_{sat,o,1} = 2632$  [kPa]  
 $R2\$ = 'air'$   
 $T_{ao,sc,1} = 34,97$  [C]  
 $UA_{bf,1} = 2,097$  [kW/K]

$AA_{sh,i,1} = 0,1085$  [kW/K]  
 $CHa_{sc} = 0,5002$  [-]  
 $cp_{am,1} = 1,005$  [kJ/kg-K]  
 $cp_{l,1} = 2,218$  [kJ/kg-K]  
 $cp_{ro,sh,1} = 2,111$  [kJ/kg-K]  
 $C_{h,sc,1} = 0,09586$  [kW/K]  
 $C_{r,sc,1} = 0,04565$  [-]  
 $h_{ri,1} = 578,4$  [kJ/kg]  
 $k_{ri,1} = 0,00002254$  [kW/m-K]  
 $L_{sh,1} = 15,24$  [m]  
 $\mu_{sc,1} = 0,00009687$  [kg/m-s]  
 $NTU_{sh,1} = 1,449$  [-]  
 $P_{ri,1} = 2655$  [kPa]  
 $Q_{cd,sc,1} = 0,1552$  [kW]  
 $T_{ai,1} = 34,9$  [C]  
 $T_{ro,1} = 40,87$  [C]  
 $W_t = 2,16$  [m]

## TESTE B (R410A):

$AA_{bf,a,1} = 29,56$ [kW/K]	$AA_{bf,i,1} = 2,072$ [kW/K]	$AA_{sc,a,1} = 3,042$ [kW/K]
$Aux1_{1,sc} = 0,3811$ [-]	$Aux1_{1,sh} = 0,6961$ [-]	$Aux2_{1,sc} = 0,968$ [-]
$CHa_{sh} = 0,501$ [-]	$CH_{bf} = 0,882$ [-]	$CH_{sc} = 0,5254$ [-]
$cp_{ao,1} = 1,005$ [kJ/kg-K]	$cp_{ao,bf,1} = 1,005$ [kJ/kg-K]	$cp_{ao,sc,1} = 1,005$ [kJ/kg-K]
$cp_{ii,1} = 1,263$ [kJ/kg-K]	$cp_{rm,sc,1} = 1,751$ [kJ/kg-K]	$cp_{rm,sh,1} = 1,481$ [kJ/kg-K]
$cp_{sca,m,1} = 1,005$ [kJ/kg-K]	$cp_{sha,m,1} = 1,005$ [kJ/kg-K]	$C_{c,bf,1} = 2,11$ [kW/K]
$C_{h,sh,1} = 0,09233$ [kW/K]	$C_{max,sc,1} = 2,11$ [kW/K]	$C_{max,sh,1} = 2,11$ [kJ/s-K]
$C_{r,sh,1} = 0,04375$ [-]	$\varepsilon_{bf,1} = 0,6005$ [-]	$\varepsilon_{sc,1} = 0,3937$ [-]
$h_{ro,1} = 111,5$ [kJ/kg]	$h_{sat,i,1} = 286,3$ [kJ/kg]	$h_{sat,o,1} = 117,3$ [kJ/kg]
$k_{ro,1} = 0,00008348$ [kW/m-K]	$k_{sc,1} = 0,00008348$ [kW/m-K]	$k_{sh,1} = 0,0000185$ [kW/m-K]
$L_{tot} = 77,76$ [m]	$L_{tot,c} = 77,76$ [m]	$\mu_{l,1} = 0,000104$ [kg/m-s]
$\mu_{sh,1} = 0,00001551$ [kg/m-s]	$\dot{m}_{a,1} = 2,1$ [kg/s]	$\dot{m}_{r,1} = 0,06233$ [kg/s]
$N_{t,col} = 1$ [-]	$N_{t,row} = 36$ [-]	$P_c = 4925$ [kPa]
$P_{ro,1} = 2160$ [kPa]	$P_{sat,i,1} = 2201$ [kPa]	$P_{sat,o,1} = 2160$ [kPa]
$Q_{cd,sh,1} = 2,234$ [kW]	$R1\$ = 'R410A'$	$R2\$ = 'air'$
$T_{ao,1} = 33,35$ [C]	$T_{ao,bf,1} = 32,12$ [C]	$T_{ao,sc,1} = 27,3$ [C]
$T_{sat,i,1} = 36,32$ [C]	$T_{sat,o,1} = 35,44$ [C]	$UA_{bf,1} = 1,936$ [kW/K]
$AA_{sc,i,1} = 0,05625$ [kW/K]	$AA_{sh,a,1} = 7,194$ [kW/K]	$AA_{sh,i,1} = 0,1169$ [kW/K]
$Aux2_{1,sh} = 0,9867$ [-]	$CHa_{bf} = 0,5157$ [-]	$CHa_{sc} = 0,5005$ [-]
$CH_{sh} = 0,5645$ [-]	$cp_{ai,1} = 1,005$ [kJ/kg-K]	$cp_{am,1} = 1,005$ [kJ/kg-K]
$cp_{ao,sh,1} = 1,005$ [kJ/kg-K]	$cp_{bfa,m,1} = 1,005$ [kJ/kg-K]	$cp_{l,1} = 1,769$ [kJ/kg-K]
$cp_{ro,1} = 1,734$ [kJ/kg-K]	$cp_{ro,sc,1} = 1,769$ [kJ/kg-K]	$cp_{ro,sh,1} = 1,699$ [kJ/kg-K]
$C_{c,sc,1} = 2,11$ [kW/K]	$C_{c,sh,1} = 2,11$ [kW/K]	$C_{h,sc,1} = 0,1092$ [kW/K]
$C_{min,sc,1} = 0,1092$ [kW/K]	$C_{min,sh,1} = 0,09233$ [kW/K]	$C_{r,sc,1} = 0,05174$ [-]
$\varepsilon_{sh,1} = 0,7054$ [-]	$F_1 = 3,654E-08$ [-]	$h_{ii,1} = 322,1$ [kJ/kg]
$k_{l,1} = 0,00008121$ [kW/m-K]	$k_m = 0,00005099$ [kW/m-K]	$k_{ii,1} = 0,0000185$ [kW/m-K]
$L_{bf,1} = 57,32$ [m]	$L_{sc,1} = 6,079$ [m]	$L_{sh,1} = 14,36$ [m]
$\mu_{ii,1} = 0,00001551$ [kg/m-s]	$\mu_{ro,1} = 0,0001089$ [kg/m-s]	$\mu_{sc,1} = 0,0001089$ [kg/m-s]
$NTU_{bf,1} = 0,9176$ [-]	$NTU_{sc,1} = 0,5059$ [-]	$NTU_{sh,1} = 1,245$ [-]
$P_m = 2181$ [kPa]	$P_r = 0,4428$ [-]	$P_{ri,1} = 2201$ [kPa]
$Q_{cd,1} = 13,13$ [kW]	$Q_{cd,bf,1} = 10,54$ [kW]	$Q_{cd,sc,1} = 0,3573$ [kW]
$\rho_{l,1} = 1006$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$\rho_{v,1} = 91,92$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$T_{ai,1} = 27,13$ [C]
$T_{ao,sh,1} = 28,19$ [C]	$T_{ii,1} = 61,43$ [C]	$T_{ro,1} = 32,17$ [C]
$UA_{sc,1} = 0,05523$ [kW/K]	$UA_{sh,1} = 0,115$ [kW/K]	$W_t = 2,16$ [m]

## Teste B (R32):

$AA_{bf,a,1} = 28,44$ [kW/K]	$AA_{bf,r,1} = 0,8586$ [kW/K]	$AA_{sc,a,1} = 0,6309$ [kW/K]
$Aux1_{1,sc} = 0,1036$ [-]	$Aux1_{1,sh} = 0,7464$ [-]	$Aux2_{1,sc} = 0,9575$ [-]
$CHa_{sh} = 0,4992$ [-]	$CH_{bf} = 0,3367$ [-]	$CH_{sc} = 0,4947$ [-]
$cp_{ao,1} = 1,005$ [kJ/kg-K]	$cp_{ao,bf,1} = 1,005$ [kJ/kg-K]	$cp_{ao,sc,1} = 1,005$ [kJ/kg-K]
$cp_{ri,1} = 1,252$ [kJ/kg-K]	$cp_{rm,sc,1} = 2,195$ [kJ/kg-K]	$cp_{rm,sh,1} = 1,564$ [kJ/kg-K]
$cp_{sca,m,1} = 1,005$ [kJ/kg-K]	$cp_{sha,m,1} = 1,005$ [kJ/kg-K]	$C_{c,bf,1} = 2,029$ [kW/K]
$C_{h,sh,1} = 0,06856$ [kW/K]	$C_{max,sc,1} = 2,028$ [kW/K]	$C_{max,sh,1} = 2,028$ [kJ/s-K]
$C_{r,sh,1} = 0,0338$ [-]	$\varepsilon_{bf,1} = 0,3369$ [-]	$\varepsilon_{sc,1} = 0,1082$ [-]
$h_{ro,1} = 277,3$ [kJ/kg]	$h_{sat,i,1} = 514,1$ [kJ/kg]	$h_{sat,o,1} = 280,9$ [kJ/kg]
$k_{ro,1} = 0,0001085$ [kW/m-K]	$k_{sc,1} = 0,0001085$ [kW/m-K]	$k_{sh,1} = 0,00002102$ [kW/m-K]
$L_{tot} = 77,76$ [m]	$L_{tot,c} = 77,76$ [m]	$\mu_{1,1} = 0,00009449$ [kg/m-s]
$\mu_{sh,1} = 0,00001457$ [kg/m-s]	$\dot{m}_{a,1} = 2,019$ [kg/s]	$\dot{m}_{r,1} = 0,04383$ [kg/s]
$N_{t,col} = 1$ [-]	$N_{t,row} = 36$ [-]	$P_c = 5784$ [kPa]
$P_{ro,1} = 2632$ [kPa]	$P_{sat,i,1} = 2256$ [kPa]	$P_{sat,o,1} = 2632$ [kPa]
$Q_{cd,sh,1} = 2,361$ [kW]	$R1\$ = 'R32'$	$R2\$ = 'air'$
$T_{ao,1} = 33,81$ [C]	$T_{ao,bf,1} = 32,57$ [C]	$T_{ao,sc,1} = 27,61$ [C]
$T_{sat,i,1} = 36,2$ [C]	$T_{sat,o,1} = 42,49$ [C]	$UA_{bf,1} = 0,8334$ [kW/K]
$AA_{sc,r,1} = 0,01125$ [kW/K]	$AA_{sh,a,1} = 9,378$ [kW/K]	$AA_{sh,r,1} = 0,09837$ [kW/K]
$Aux2_{1,sh} = 0,9914$ [-]	$CHa_{bf} = 0,4928$ [-]	$CHa_{sc} = 0,4999$ [-]
$CH_{sh} = 0,4307$ [-]	$cp_{ai,1} = 1,005$ [kJ/kg-K]	$cp_{am,1} = 1,005$ [kJ/kg-K]
$cp_{ao,sh,1} = 1,005$ [kJ/kg-K]	$cp_{bfa,m,1} = 1,005$ [kJ/kg-K]	$cp_{l,1} = 2,218$ [kJ/kg-K]
$cp_{ro,1} = 2,173$ [kJ/kg-K]	$cp_{ro,sc,1} = 2,218$ [kJ/kg-K]	$cp_{ro,sh,1} = 1,876$ [kJ/kg-K]
$C_{c,sc,1} = 2,028$ [kW/K]	$C_{c,sh,1} = 2,028$ [kW/K]	$C_{h,sc,1} = 0,09623$ [kW/K]
$C_{min,sc,1} = 0,09623$ [kW/K]	$C_{min,sh,1} = 0,06856$ [kW/K]	$C_{r,sc,1} = 0,04744$ [-]
$\varepsilon_{sh,1} = 0,7528$ [-]	$F_1 = 0,000002623$ [-]	$h_{ri,1} = 568$ [kJ/kg]
$k_{l,1} = 0,0001066$ [kW/m-K]	$k_m = 0,00006475$ [kW/m-K]	$k_{ri,1} = 0,00002102$ [kW/m-K]
$L_{bf,1} = 57,71$ [m]	$L_{sc,1} = 1,262$ [m]	$L_{sh,1} = 18,79$ [m]
$\mu_{ri,1} = 0,00001457$ [kg/m-s]	$\mu_{ro,1} = 0,00009687$ [kg/m-s]	$\mu_{sc,1} = 0,00009687$ [kg/m-s]
$NTU_{bf,1} = 0,4108$ [-]	$NTU_{sc,1} = 0,1148$ [-]	$NTU_{sh,1} = 1,42$ [-]
$P_m = 2444$ [kPa]	$P_r = 0,4226$ [-]	$P_{ri,1} = 2256$ [kPa]
$Q_{cd,1} = 12,74$ [kW]	$Q_{cd,bf,1} = 10,22$ [kW]	$Q_{cd,sc,1} = 0,1558$ [kW]
$\rho_{l,1} = 880,5$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$\rho_{v,1} = 65,57$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$T_{ai,1} = 27,53$ [C]
$T_{ao,sh,1} = 28,69$ [C]	$T_{ri,1} = 73,27$ [C]	$T_{ro,1} = 40,87$ [C]
$UA_{sc,1} = 0,01105$ [kW/K]	$UA_{sh,1} = 0,09735$ [kW/K]	$W_t = 2,16$ [m]

Teste Est. Cond. (R410A):

$AA_{bf,a,1} = 27,83$ [kW/K]	$AA_{bf,i,1} = 1,778$ [kW/K]	$AA_{sc,a,1} = 3,073$ [kW/K]
$Aux1_{1,sc} = 0,3462$ [-]	$Aux1_{1,sh} = 0,7208$ [-]	$Aux2_{1,sc} = 0,9577$ [-]
$CHa_{sh} = 0,5014$ [-]	$CH_{bf} = 0,9161$ [-]	$CH_{sc} = 0,5284$ [-]
$cp_{ao,1} = 1,006$ [kJ/kg-K]	$cp_{ao,bf,1} = 1,006$ [kJ/kg-K]	$cp_{ao,sc,1} = 1,006$ [kJ/kg-K]
$cp_{ri,1} = 1,302$ [kJ/kg-K]	$cp_{rm,sc,1} = 2,12$ [kJ/kg-K]	$cp_{rm,sh,1} = 1,869$ [kJ/kg-K]
$cp_{sca,m,1} = 1,006$ [kJ/kg-K]	$cp_{sha,m,1} = 1,006$ [kJ/kg-K]	$C_{c,bf,1} = 2,027$ [kW/K]
$C_{h,sh,1} = 0,1156$ [kW/K]	$C_{max,sc,1} = 2,027$ [kW/K]	$C_{max,sh,1} = 2,027$ [kJ/s-K]
$C_{r,sh,1} = 0,05701$ [-]	$\epsilon_{bf,1} = 0,5614$ [-]	$\epsilon_{sc,1} = 0,3614$ [-]
$h_{ro,1} = 148,4$ [kJ/kg]	$h_{sat,i,1} = 281,4$ [kJ/kg]	$h_{sat,o,1} = 153,7$ [kJ/kg]
$k_{ro,1} = 0,00006949$ [kW/m-K]	$k_{sc,1} = 0,00006949$ [kW/m-K]	$k_{sh,1} = 0,00002203$ [kW/m-K]
$L_{tot} = 77,76$ [m]	$L_{tot,c} = 77,76$ [m]	$\mu_{l,1} = 0,0000792$ [kg/m-s]
$\mu_{sh,1} = 0,00001761$ [kg/m-s]	$\dot{m}_{a,1} = 2,015$ [kg/s]	$\dot{m}_{r,1} = 0,06183$ [kg/s]
$N_{t,col} = 1$ [-]	$N_{t,row} = 36$ [-]	$P_c = 4925$ [kPa]
$P_{ro,1} = 3332$ [kPa]	$P_{sat,i,1} = 3373$ [kPa]	$P_{sat,o,1} = 3332$ [kPa]
$Q_{cd,sh,1} = 4,058$ [kW]	$R1\$ = 'R410A'$	$R2\$ = 'air'$
$T_{ao,1} = 52,84$ [C]	$T_{ao,bf,1} = 50,68$ [C]	$T_{ao,sc,1} = 46,94$ [C]
$T_{sat,i,1} = 54,36$ [C]	$T_{sat,o,1} = 53,72$ [C]	$UA_{bf,1} = 1,671$ [kW/K]
$AA_{sc,i,1} = 0,06072$ [kW/K]	$AA_{sh,a,1} = 8,815$ [kW/K]	$AA_{sh,i,1} = 0,1592$ [kW/K]
$Aux2_{1,sh} = 0,9841$ [-]	$CHa_{bf} = 0,5149$ [-]	$CHa_{sc} = 0,5005$ [-]
$CH_{sh} = 0,5912$ [-]	$cp_{ai,1} = 1,006$ [kJ/kg-K]	$cp_{am,1} = 1,006$ [kJ/kg-K]
$cp_{ao,sh,1} = 1,006$ [kJ/kg-K]	$cp_{bfa,m,1} = 1,006$ [kJ/kg-K]	$cp_{l,1} = 2,165$ [kJ/kg-K]
$cp_{ro,1} = 2,075$ [kJ/kg-K]	$cp_{ro,sc,1} = 2,165$ [kJ/kg-K]	$cp_{ro,sh,1} = 2,436$ [kJ/kg-K]
$C_{c,sc,1} = 2,027$ [kW/K]	$C_{c,sh,1} = 2,027$ [kW/K]	$C_{h,sc,1} = 0,1311$ [kW/K]
$C_{min,sc,1} = 0,1311$ [kW/K]	$C_{min,sh,1} = 0,1156$ [kW/K]	$C_{r,sc,1} = 0,06467$ [-]
$\epsilon_{sh,1} = 0,7325$ [-]	$F_1 = 7,504E-08$ [-]	$h_{ri,1} = 347,1$ [kJ/kg]
$k_{l,1} = 0,00006742$ [kW/m-K]	$k_m = 0,00004576$ [kW/m-K]	$k_{ri,1} = 0,00002203$ [kW/m-K]
$L_{bf,1} = 54,04$ [m]	$L_{sc,1} = 6,14$ [m]	$L_{sh,1} = 17,58$ [m]
$\mu_{ri,1} = 0,00001761$ [kg/m-s]	$\mu_{ro,1} = 0,00008246$ [kg/m-s]	$\mu_{sc,1} = 0,00008246$ [kg/m-s]
$NTU_{bf,1} = 0,8242$ [-]	$NTU_{sc,1} = 0,4543$ [-]	$NTU_{sh,1} = 1,353$ [-]
$P_m = 3352$ [kPa]	$P_r = 0,6807$ [-]	$P_{ri,1} = 3373$ [kPa]
$Q_{cd,1} = 12,29$ [kW]	$Q_{cd,bf,1} = 7,9$ [kW]	$Q_{cd,sc,1} = 0,3288$ [kW]
$\rho_{l,1} = 882,1$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$\rho_{v,1} = 159,6$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$T_{ai,1} = 46,78$ [C]
$T_{ao,sh,1} = 48,78$ [C]	$T_{ri,1} = 94,71$ [C]	$T_{ro,1} = 51,21$ [C]
$UA_{sc,1} = 0,05955$ [kW/K]	$UA_{sh,1} = 0,1564$ [kW/K]	$W_t = 2,16$ [m]

Teste Est. Cond. (R32):

$AA_{bf,a,1} = 29.48$ [kW/K]	$AA_{bf,i,1} = 0.5429$ [kW/K]	$AA_{sc,a,1} = 0.2812$ [kW/K]
$Aux1_{1,sc} = 0.04323$ [-]	$Aux1_{1,sh} = 0.6044$ [-]	$Aux2_{1,sc} = 0.9489$ [-]
$CHa_{sh} = 0.4984$ [-]	$CH_{bf} = 0.2368$ [-]	$CH_{sc} = 0.4948$ [-]
$cp_{ao,1} = 1.005$ [kJ/kg-K]	$cp_{ao,bf,1} = 1.005$ [kJ/kg-K]	$cp_{ao,sc,1} = 1.005$ [kJ/kg-K]
$cp_{ii,1} = 1.289$ [kJ/kg-K]	$cp_{rm,sc,1} = 2.542$ [kJ/kg-K]	$cp_{rm,sh,1} = 2.004$ [kJ/kg-K]
$cp_{sca,m,1} = 1.005$ [kJ/kg-K]	$cp_{sha,m,1} = 1.005$ [kJ/kg-K]	$C_{c,bf,1} = 2.029$ [kW/K]
$C_{h,sh,1} = 0.08551$ [kW/K]	$C_{max,sc,1} = 2.029$ [kW/K]	$C_{max,sh,1} = 2.029$ [kJ/s-K]
$C_{r,sh,1} = 0.04214$ [-]	$\varepsilon_{bf,1} = 0.231$ [-]	$\varepsilon_{sc,1} = 0.04556$ [-]
$h_{ro,1} = 302.6$ [kJ/kg]	$h_{sat,i,1} = 504.4$ [kJ/kg]	$h_{sat,o,1} = 304.7$ [kJ/kg]
$k_{ro,1} = 0.00009688$ [kW/m-K]	$k_{sc,1} = 0.00009688$ [kW/m-K]	$k_{sh,1} = 0.00002529$ [kW/m-K]
$L_{tot} = 77.76$ [m]	$L_{tot,c} = 77.76$ [m]	$\mu_{i,1} = 0.00008099$ [kg/m-s]
$\mu_{sh,1} = 0.00001619$ [kg/m-s]	$\dot{m}_{a,1} = 2.019$ [kg/s]	$\dot{m}_{i,1} = 0.04267$ [kg/s]
$N_{t,col} = 1$ [-]	$N_{t,row} = 36$ [-]	$P_c = 5784$ [kPa]
$P_{ro,1} = 3370$ [kPa]	$P_{sat,i,1} = 3392$ [kPa]	$P_{sat,o,1} = 3370$ [kPa]
$Q_{cd,sh,1} = 4.095$ [kW]	$R1\$ = 'R32'$	$R2\$ = 'air'$
$T_{ao,1} = 41.16$ [C]	$T_{ao,bf,1} = 39.1$ [C]	$T_{ao,sc,1} = 34.94$ [C]
$T_{sat,i,1} = 53.37$ [C]	$T_{sat,o,1} = 53.07$ [C]	$UA_{bf,1} = 0.5331$ [kW/K]
$AA_{sc,i,1} = 0.005156$ [kW/K]	$AA_{sh,a,1} = 8.488$ [kW/K]	$AA_{sh,i,1} = 0.08361$ [kW/K]
$Aux2_{1,sh} = 0.9833$ [-]	$CHa_{bf} = 0.49$ [-]	$CHa_{sc} = 0.4999$ [-]
$CH_{sh} = 0.3795$ [-]	$cp_{ai,1} = 1.005$ [kJ/kg-K]	$cp_{am,1} = 1.005$ [kJ/kg-K]
$cp_{ao,sh,1} = 1.005$ [kJ/kg-K]	$cp_{bfa,m,1} = 1.005$ [kJ/kg-K]	$cp_{i,1} = 2.568$ [kJ/kg-K]
$cp_{ro,1} = 2.516$ [kJ/kg-K]	$cp_{ro,sc,1} = 2.568$ [kJ/kg-K]	$cp_{ro,sh,1} = 2.72$ [kJ/kg-K]
$C_{c,sc,1} = 2.029$ [kW/K]	$C_{c,sh,1} = 2.029$ [kW/K]	$C_{h,sc,1} = 0.1084$ [kW/K]
$C_{min,sc,1} = 0.1084$ [kW/K]	$C_{min,sh,1} = 0.08551$ [kW/K]	$C_{r,sc,1} = 0.05344$ [-]
$\varepsilon_{sh,1} = 0.6147$ [-]	$F_1 = 1.247E-07$ [-]	$h_{ii,1} = 600.4$ [kJ/kg]
$k_{i,1} = 0.00009575$ [kW/m-K]	$k_m = 0.00006109$ [kW/m-K]	$k_{ii,1} = 0.00002529$ [kW/m-K]
$L_{bf,1} = 60.17$ [m]	$L_{sc,1} = 0.5624$ [m]	$L_{sh,1} = 17.03$ [m]
$\mu_{ii,1} = 0.00001619$ [kg/m-s]	$\mu_{ro,1} = 0.00008231$ [kg/m-s]	$\mu_{sc,1} = 0.00008231$ [kg/m-s]
$NTU_{bf,1} = 0.2627$ [-]	$NTU_{sc,1} = 0.04669$ [-]	$NTU_{sh,1} = 0.9682$ [-]
$P_m = 3381$ [kPa]	$P_r = 0.5846$ [-]	$P_{ii,1} = 3392$ [kPa]
$Q_{cd,1} = 12.7$ [kW]	$Q_{cd,bf,1} = 8.52$ [kW]	$Q_{cd,sc,1} = 0.0898$ [kW]
$\rho_{l,1} = 820.5$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$\rho_{v,1} = 109.3$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$T_{ai,1} = 34.9$ [C]
$T_{ao,sh,1} = 36.92$ [C]	$T_{ii,1} = 112.8$ [C]	$T_{ro,1} = 52.26$ [C]
$UA_{sc,1} = 0.005063$ [kW/K]	$UA_{sh,1} = 0.0828$ [kW/K]	$W_t = 2.16$ [m]