



# ESTUDO ANALÍTICO DE DIMENSIONAMENTO DE TUBOS CAPILARES

**JOSÉ MANUEL MOREIRA PINHEIRO CABRAL**

Maio de 2021

# ESTUDO ANALÍTICO DE DIMENSIONAMENTO DE TUBOS CAPILARES

José Manuel Moreira Pinheiro Cabral

1191216

**2020/2021**

Instituto Superior de Engenharia do Porto

Departamento de Engenharia Mecânica



POLITÉCNICO  
DO PORTO

isep

# **ESTUDO ANALÍTICO DE DIMENSIONAMENTO DE TUBOS CAPILARES**

José Manuel Moreira Pinheiro Cabral

1191216

Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação do Professor Doutor Leonardo José da Silva Ribeiro.

**2020/2021**

Instituto Superior de Engenharia do Porto

Departamento de Engenharia Mecânica



POLITÉCNICO  
DO PORTO

isep

# JÚRI

## **Presidente**

Doutoramento, Francisco José Gomes da Silva

Professor Adjunto, ISEP

## **Orientador**

Doutoramento, Leonardo José da Silva Ribeiro

Professor Adjunto, ISEP

## **Co-orientador**

Mestrado, Joaquim Fernandes Monteiro

Técnico Superior, ISEP

## **Arguente**

<Grau Académico e Nome>

<Categoria, Instituição>



## AGRADECIMENTOS

Em especial, á minha avó, meus pais e irmãos que me acompanharam e ajudaram durante toda a minha vida.

Ao meu orientador, Professor Leonardo Ribeiro, um forte elogio por toda a ajuda, saber e inspiração. Fico extremamente agradecido pelo apoio que me foi transmitido ao longo da elaboração desta dissertação.

Um sincero agradecimento ao meu co-orientador, Engenheiro Joaquim Monteiro, por todo o apoio que me foi dado no decorrer deste trabalho.



## PALAVRAS CHAVE

Capilares, refrigeração, homogéneo, bifásico, fases separadas

## RESUMO

Neste trabalho apresenta-se um estudo do escoamento no interior de tubos capilares, usualmente utilizados em sistemas de refrigeração. O estudo visa estabelecer um algoritmo eficaz para o dimensionamento de tubos capilares através de modelos analíticos existentes na literatura, que se regem pelas equações fundamentais, ou através de modelos empíricos. Para tal, são estudados o modelo homogéneo e o modelo de fases separadas, em que a sua resolução é efetuada através de correlações para a viscosidade da mistura bifásica, no caso do modelo homogéneo, e para a fração de vazio, no caso do modelo de fases separadas.

Através de dados experimentais presentes na literatura, é desenvolvida uma correlação empírica para o dimensionamento de comprimento de tubo capilar e são realizadas simulações para todos os ensaios experimentais, de forma, a avaliar qual dos modelos, analítico ou empírico, e respetivas correlações obtiveram uma melhor concordância com os valores experimentais.

Os melhores resultados são obtidos através do modelo empírico desenvolvido, com um erro percentual absoluto médio de 6,82%, e pelo modelo de fases separadas, através da correlação de Huq e Loth, com um erro percentual absoluto médio de 10,29%. Com o modelo de fases separadas descrito neste estudo, e através da correlação de Huq e Loth, é desenvolvido um programa computacional para o dimensionamento de tubos capilares.



**KEYWORDS**

*Capillary, refrigeration, homogeneous, two-phase, separated-phase*

**ABSTRACT**

*This paper presents a study of the flow inside capillary tubes, usually used in refrigeration systems. The objective of the study is to establish an effective algorithm for the design of capillary tubes through analytical models existing in the literature, which are governed by the fundamental equations, or through empirical models. To this end, the homogeneous model and the separated-phase model are studied, and their resolution is performed through correlations for the viscosity of the two-phase mixture, in the case of the homogeneous model, and for the void fraction, in the case of the separated-phase model.*

*Using experimental data from the literature, an empirical correlation is developed for sizing the capillary tube length and simulations are performed for all experimental tests to evaluate which of the models, analytical or empirical, and their respective correlations obtained a better agreement with the experimental values.*

*The best results are obtained by the empirical model developed, with a mean absolute percentage error of 6.82%, and by the separated phases model, through the correlation of Huq and Loth, with a mean absolute percentage error of 10.29%. With the separated phase model described in this study, and through the correlation of Huq and Loth, a computational program for sizing capillary tubes is developed.*



## LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

### Lista de Abreviaturas

---

FEP	Etileno Propileno Fluorado
ISEP	Instituto Superior de Engenharia do Porto
CFD	Dinâmica de fluidos computacional

---

### Lista de Símbolos Latinos

---

A	Área transversal[m <sup>2</sup> ]
C <sub>1</sub> , C <sub>2</sub>	Constantes da equação de conservação de quantidade de movimento [-]
c <sub>p</sub>	Calor específico [J/kg/K]
D	Diâmetro interno do tubo [m]
e	Energia total do fluido [J/kg]
f	Fator de fricção de Darcy [-]
g	Aceleração gravítica [m/s <sup>2</sup> ]
h	Entalpia [J/kg]
h <sub>f</sub>	Perda de carga [m.c.f]
K	Constante da correlação de Smith [-]
L	Comprimento do tubo [m]
$\dot{m}$	Caudal mássico [kg/s]
n	Número de ensaios experimentais
P	Pressão do fluido [Pa]
Q	Caudal volumétrico [m <sup>3</sup> /s]

---

$\dot{Q}$	Potência calorífica [W]
R	Raio [m]
Re	Número adimensional de Reynolds [-]
t	Instante temporal [s]
T	Temperatura do fluido [°C]
u	Energia interna [J/kg]
$\dot{W}$	Trabalho [W]
x	Título termodinâmico [-]
z	Altura [m]

#### Lista de Símbolos Gregos

$\mu$	Viscosidade dinâmica [kg/m/s]
$\varnothing$	Diâmetro do tubo [mm]
$\alpha$	Fração de vazio [-]
$\delta$	Erro percentual [%]
$\rho$	Massa volúmica [kg/m <sup>3</sup> ]

#### Lista de Subscritos

calc	Calculado
cond	Condensação
eva	Evaporação
exp	Experimental
fg	Vaporização

---

g	Fase de vapor
i	Índice representativo dos volumes de controlo
l	Fase líquida
lam	Escoamento laminar
mis	Mistura bifásica
r, $\theta$ , z	Índices das coordenadas cilíndricas
sub	Subarrefecimento
vc	Volume de controlo

---



## ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1 – VAPORIZAÇÃO DO FLUIDO NO INTERIOR DE UM TUBO HORIZONTAL. ADAPTADO DE [6].	7
FIGURA 2 - PADRÕES DE ESCOAMENTOS BIFÁSICOS LÍQUIDO-VAPOR EM TUBOS HORIZONTAIS. ADAPTADO DE [4].	9
FIGURA 3 - PADRÕES DE ESCOAMENTOS BIFÁSICOS LÍQUIDO-VAPOR EM TUBOS VERTICAIS. ADAPTADO DE [4].	9
FIGURA 4 – REGIÕES DE NÃO EQUILÍBRIO TERMODINÂMICO NO ESCOAMENTO DE UM TUBO CAPILAR. BASEADO EM [9].	10
FIGURA 5 - REPRESENTAÇÃO DA <i>LINHA DE FANNO</i> NUM TUBO CAPILAR.	11
FIGURA 6 - VARIAÇÃO DA VISCOSIDADE DINÂMICA DA MISTURA BIFÁSICA COM O AUMENTO DE TÍTULO TERMODINÂMICO.	16
FIGURA 7 - ESQUEMA DO INSTALAÇÃO EXPERIMENTAL DE MELO <i>ET AL.</i> [3]	20
FIGURA 8 - REPRESENTAÇÃO DO ESCOAMENTO AO LONGO DO TUBO CAPILAR.	25
FIGURA 9 - ESQUEMA DA DIVISÃO DE UM TUBO CAPILAR POR VOLUMES DE CONTROLO.	31
FIGURA 10 - EXEMPLIFICAÇÃO DO MÉTODO DE NEWTON-RAPHSON APLICADO AO ESCOAMENTO NO INTERIOR DE UM TUBO CAPILAR.	38
FIGURA 11 - DISTRIBUIÇÃO DAS PRESSÕES AO LONGO DO TUBO CAPILAR 2 PARA O FLUIDO FRIGORIGÉNEO R12.	50
FIGURA 12 - DISTRIBUIÇÃO DAS PRESSÕES AO LONGO DO TUBO CAPILAR 4 PARA O FLUIDO FRIGORIGÉNEO R12.	50
FIGURA 13 - DISTRIBUIÇÃO DAS PRESSÕES AO LONGO DO TUBO CAPILAR 8 PARA O FLUIDO FRIGORIGÉNEO R134A.	51
FIGURA 14 - DISTRIBUIÇÃO DAS PRESSÕES AO LONGO DO TUBO CAPILAR 3 PARA O FLUIDO FRIGORIGÉNEO R134A.	52
FIGURA 15 - DISTRIBUIÇÃO DAS PRESSÕES AO LONGO DO TUBO CAPILAR 1 PARA O FLUIDO FRIGORIGÉNEO R600A.	53
FIGURA 16 - DISTRIBUIÇÃO DAS PRESSÕES AO LONGO DO TUBO CAPILAR 4 PARA O FLUIDO FRIGORIGÉNEO R600A.	53
FIGURA 17 – GRADIENTE DE PRESSÃO CALCULADO <i>VERSUS</i> EXPERIMENTAL PARA O MODELO HOMOGÉNEO.	55
FIGURA 18 - GRADIENTE DE PRESSÃO CALCULADO <i>VERSUS</i> EXPERIMENTAL PARA O MODELO FASES SEPARADAS.	56

---

FIGURA 19 - GRADIENTE DE PRESSÃO CALCULADO <i>VERSUS</i> EXPERIMENTAL PARA A CORRELAÇÃO PROPOSTA.	57
FIGURA 20 – EFEITO DA PERDA DE CARGA E ACELERAÇÃO CONVECTIVA NO GRADIENTE DE PRESSÃO TOTAL.	58
FIGURA 21 – DIFERENÇA ENTRE O GRADIENTE DE PRESSÃO PELA ACELERAÇÃO CONVECTIVA DO ESCOAMENTO PARA AMBOS OS MODELOS ANALÍTICOS.	59
FIGURA 22 - EFEITOS DO DIÂMETRO DO TUBO NO COMPRIMENTO DO TUBO CAPILAR.	60
FIGURA 23 - EFEITOS DO CAUDAL MÁSSICO NO COMPRIMENTO DO TUBO CAPILAR.	61
FIGURA 24 - EFEITOS DA RUGOSIDADE NO COMPRIMENTO DO TUBO CAPILAR.	61
FIGURA 25 - EFEITOS DA PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO NO COMPRIMENTO DO TUBO CAPILAR.	62
FIGURA 26 - EFEITOS DO GRAU DE SUBARREFECIMENTO NO COMPRIMENTO DO TUBO CAPILAR.	62
FIGURA 27 – JANELA PRINCIPAL DO PROGRAMA DE DIMENSIONAMENTO DE TUBOS CAPILARES.	63
FIGURA 28 – DADO DE SAÍDA APÓS SIMULAÇÃO DO DIMENSIONAMENTO DE UM TUBO CAPILAR.	64

## ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 1 – CORRELAÇÕES DA VISCOSIDADE DINÂMICA DA MISTURA EM ESTUDO.	16
TABELA 2 – CORRELAÇÕES DA FRAÇÃO DE VAZIO EM ESTUDO.	19
TABELA 3 - GEOMETRIA DOS TUBOS CAPILARES, MELO <i>ET AL.</i> [3].	20
TABELA 4 - DIMENSÕES FUNDAMENTAIS PRESENTES NA FUNÇÃO <i>F</i> .	40
TABELA 5 - DEFINIÇÃO E DESCRIÇÃO DE CADA GRUPO $\Pi$ .	42
TABELA 6 - ERRO PERCENTUAL ABSOLUTO MÉDIO ASSOCIADO ÀS DIFERENTES CORRELAÇÕES DO MODELO HOMOGÊNICO PARA O FLUIDO FRIGORIGÊNICO R12.	51
TABELA 7 - ERRO PERCENTUAL ABSOLUTO MÉDIO ASSOCIADO ÀS DIFERENTES CORRELAÇÕES DO MODELO FASES SEPARADAS PARA O FLUIDO FRIGORIGÊNICO R12.	51
TABELA 8 - ERRO PERCENTUAL ABSOLUTO MÉDIO ASSOCIADO ÀS DIFERENTES CORRELAÇÕES DO MODELO HOMOGÊNICO PARA O FLUIDO FRIGORIGÊNICO R134A.	52
TABELA 9 - ERRO PERCENTUAL ABSOLUTO MÉDIO ASSOCIADO ÀS DIFERENTES CORRELAÇÕES DO MODELO FASES SEPARADAS PARA O FLUIDO FRIGORIGÊNICO R134A.	52
TABELA 10 - ERRO PERCENTUAL ABSOLUTO MÉDIO ASSOCIADO ÀS DIFERENTES CORRELAÇÕES DO MODELO HOMOGÊNICO PARA O FLUIDO FRIGORIGÊNICO R600A.	54
TABELA 11 - ERRO PERCENTUAL ABSOLUTO MÉDIO ASSOCIADO ÀS DIFERENTES CORRELAÇÕES DO MODELO FASES SEPARADAS PARA O FLUIDO FRIGORIGÊNICO R600A.	54
TABELA 12 – VALORES DO ERRO RELATIVO MÉDIO PARA AS DIFERENTES CORRELAÇÕES DO MODELO HOMOGÊNICO.	54
TABELA 13 - VALORES DO ERRO RELATIVO MÉDIO PARA AS DIFERENTES CORRELAÇÕES DO MODELO FASES SEPARADAS.	54
TABELA 14 - VALORES DO ERRO PERCENTUAL ABSOLUTO MÉDIO PARA O DO MODELO EMPÍRICO PROPOSTO.	57
TABELA 15 - RESULTADOS OBTIDOS DE CADA MODELO E CORRELAÇÃO PARA O FLUIDO FRIGORIGÊNICO R12.	87
TABELA 16 - RESULTADOS OBTIDOS DE CADA MODELO E CORRELAÇÃO PARA O FLUIDO FRIGORIGÊNICO R134A.	88
TABELA 17 - RESULTADOS OBTIDOS DE CADA MODELO E CORRELAÇÃO PARA O FLUIDO FRIGORIGÊNICO R600A.	89



# ÍNDICE

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>1</b>
<b>1.1</b>	<b>Enquadramento</b> .....	<b>1</b>
<b>1.2</b>	<b>Objetivos</b> .....	<b>1</b>
1.2.1	Objetivo geral .....	1
1.2.2	Objetivos específicos .....	2
<b>1.3</b>	<b>Estrutura do trabalho</b> .....	<b>2</b>
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>5</b>
<b>2.1</b>	<b>Introdução</b> .....	<b>5</b>
<b>2.2</b>	<b>Fluidos frigorigéneos</b> .....	<b>6</b>
<b>2.3</b>	<b>Escoamentos bifásicos</b> .....	<b>6</b>
2.3.1	Processo de vaporização .....	6
2.3.2	Regimes de escoamento bifásico .....	7
2.3.2.1	Visualização do escoamento bifásico .....	7
2.3.2.2	Regimes do escoamento bifásico.....	8
2.3.3	Fenómenos de instabilidades termodinâmicas.....	10
2.3.4	Escoamento crítico .....	11
<b>2.4</b>	<b>Modelização do escoamento</b> .....	<b>12</b>
2.4.1	Fator de fricção .....	12
2.4.2	Modelos presentes na literatura .....	14
2.4.2.1	Modelo homogéneo .....	14
2.4.2.2	Modelo fases separadas .....	17
<b>2.5</b>	<b>Ensaio experimental de Melo <i>et al.</i></b> .....	<b>19</b>
<b>3</b>	<b>DESENVOLVIMENTO</b> .....	<b>25</b>
<b>3.1</b>	<b>Descrição do problema</b> .....	<b>25</b>

3.1.1	Divisão das regiões .....	25
3.1.2	Equações fundamentais .....	26
3.1.3	Hipóteses simplificativas .....	26
3.1.4	Simplificação das equações fundamentais do escoamento .....	27
<b>3.2</b>	<b>Modelo matemático .....</b>	<b>30</b>
3.2.1	Método dos volumes finitos.....	30
3.2.2	Região do escoamento monofásico .....	32
3.2.3	Região do escoamento bifásico.....	33
3.2.3.1	Modelo homogéneo .....	33
3.2.3.2	Modelo fases separadas .....	35
3.2.3.3	Método Newton-Raphson .....	37
<b>3.3</b>	<b>Modelo de dimensionamento empírico .....</b>	<b>39</b>
3.3.1	<i>Teorema dos Pi's de Buckingham</i> .....	39
3.3.2	Regressão linear múltipla .....	42
3.3.2.1	Método dos mínimos quadrados.....	43
3.3.3	Correlação proposta .....	45
<b>4</b>	<b>RESULTADOS .....</b>	<b>49</b>
<b>4.1</b>	<b>Resultados dos modelos .....</b>	<b>49</b>
4.1.1	Fluido frigorigéneo R12 .....	49
4.1.2	Fluido frigorigéneo R134a .....	51
4.1.3	Fluido frigorigéneo R600a .....	53
4.1.4	Resultado geral.....	54
<b>4.2</b>	<b>Resultados computacionais .....</b>	<b>58</b>
4.2.1	Escoamento crítico .....	58
4.2.2	Variação das condições de entrada.....	60
<b>4.3</b>	<b>Programa computacional.....</b>	<b>63</b>
<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS .....</b>	<b>67</b>
<b>5.1</b>	<b>Conclusões.....</b>	<b>67</b>

---

<b>5.2</b>	<b>Proposta de trabalhos futuros .....</b>	<b>68</b>
<b>6</b>	<b>BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO.....</b>	<b>71</b>
<b>6.1</b>	<b>Bibliografia .....</b>	<b>71</b>
<b>7</b>	<b>ANEXOS.....</b>	<b>77</b>
<b>7.1</b>	<b>Código computacional .....</b>	<b>77</b>
7.1.1	Programa computacional .....	77
7.1.2	Código computacional para todos os modelos .....	81
<b>7.2</b>	<b>Resultados obtidos .....</b>	<b>86</b>



# INTRODUÇÃO

## 1.1 Enquadramento

## 1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo geral

1.2.2 Objetivos específicos

## 1.3 Estrutura do trabalho



# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Enquadramento

Os tubos capilares são tubos de diâmetro muito reduzido, utilizados como dispositivos de expansão em sistemas de refrigeração. Devido ao seu diâmetro ser bastante pequeno, os tubos capilares apresentam um bom funcionamento para a redução da pressão desde o condensador até ao evaporador. No entanto, o escoamento do fluido frigorífero no interior destes tubos apresenta fenómenos de maior complexidade, e por este motivo tem sido alvo de diversos estudos científicos.

No interior de um tubo capilar, o escoamento é dividido em duas regiões distintas: monofásica e bifásica. Na região monofásica o escoamento é incompressível, e o fluido frigorífero encontra-se somente na fase líquida, pelo que, nesta região a modelização do escoamento é realizada através de uma equação diferencial. A região bifásica inicia-se pela vaporização do fluido frigorífero, e nesta região o fluido encontra-se na fase líquida e de vapor. Devido à variação contínua das propriedades termofísicas do fluido frigorífero com a redução da pressão, na região bifásica a modelização do escoamento é realizada por um conjunto de três equações diferenciais, aumentando assim o grau de complexidade.

## 1.2 Objetivos

### 1.2.1 Objetivo geral

O presente estudo visa desenvolver um algoritmo eficaz para o dimensionamento de tubos capilares. Para tal, são investigados dois modelos analíticos, que se regem através das equações fundamentais, para a modelização do escoamento na região bifásica: homogéneo e fases separadas. O modelo homogéneo considera que a fase líquida e de vapor se encontram misturadas, como sendo uma única fase e, desta forma, a sua modelização é realizada através de correlações para viscosidade dinâmica da mistura bifásica. No modelo de fases separadas, a modelização do escoamento é realizada considerando que a fase líquida e de vapor fluem de forma independente, e por isso a sua resolução é auxiliada através de correlações para a fração de vazio.

Através de resultados experimentais presentes na literatura, é também estudado um modelo de dimensionamento empírico. Os resultados obtidos para cada modelo e correlação são avaliados através dos resultados experimentais, realizando as simulações

para todos os ensaios, e identificando assim qual o modelo, e correlação que apresentam uma maior concordância.

### 1.2.2 Objetivos específicos

O dimensionamento de tubos capilares através de modelos analíticos pode-se tornar algo trabalhoso, sobretudo para o modelo de fases separadas em que a sua resolução constitui um maior número de equações. De modo a facilitar o uso a qualquer técnico ou interessado em obter o comprimento de tubo capilar para dadas condições iniciais, é pretendido, neste estudo, desenvolver um programa computacional de estrutura simples, através do modelo analítico, e correlação que melhores resultados apresentar.

## 1.3 Estrutura do trabalho

O presente estudo encontra-se dividido em 5 capítulos principais: introdução, revisão bibliográfica, desenvolvimento, resultados e conclusões.

Na introdução encontra-se explicitamente os objetivos do trabalho, tal como os métodos a que se recorrerá para que estes sejam concluídos com sucesso.

A revisão bibliográfica apresenta a revisão à literatura que foi efetuada acerca do presente tema e, deste modo, contempla uma introdução sobre o funcionamento dos tubos capilares como dispositivos de expansão, fluidos frigorigéneos, escoamentos bifásicos e os modelos presentes na literatura. Os subcapítulos principais são os escoamentos bifásicos, onde são apresentados os principais regimes, fenómenos de instabilidade termodinâmica, e escoamento crítico, e o subcapítulo da modelização do escoamento, onde são apresentadas as principais diferenças entre cada modelo, tal como as correlações utilizadas para a sua resolução.

No desenvolvimento é realizada uma breve descrição do problema, em que se apresenta: a divisão do escoamento em região monofásica e bifásica, as equações fundamentais presentes, tal como uma simplificação das mesmas. É feita uma descrição do modelo matemático utilizado para a modelização do escoamento na região monofásica e região bifásica, tanto para o modelo homogéneo como para o modelo de fases separadas. Apresenta-se ainda um modelo de dimensionamento empírico, em que se utilizam técnicas de análise dimensional e de regressão múltipla linear para o desenvolvimento da correlação utilizada no dimensionamento de tubos capilares.

Nos resultados apresenta-se a comparação entre os resultados obtidos através dos modelos numéricos e os resultados experimentais. É realizada uma comparação entre a formulação física dos modelos analíticos, e identifica-se quais os parâmetros que mais influenciam o comprimento de um tubo capilar, para dadas condições iniciais. No final, apresenta-se o programa computacional que foi desenvolvido neste estudo.

# REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

## **2.1 Introdução**

## **2.2 Fluidos frigorigêneos**

## **2.3 escoamentos bifásicos**

2.3.1 Processo de vaporização

2.3.2 Regimes de escoamento bifásico

2.3.3 Fenómenos de instabilidades termodinâmicas

2.3.4 Escoamento crítico

## **2.4 Modelização do escoamento**

2.4.1 Fator de fricção

2.4.2 Modelos presentes na literatura

## **2.5 Ensaio experimental de Melo *et al.***



## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Introdução

Os tubos capilares são tubos de diâmetro muito pequenos, e em sistemas de refrigeração são geralmente de cobre. São utilizados como dispositivos de expansão em sistemas de refrigeração, com o objetivo de reduzir a pressão do fluido frigorífero desde o condensador até ao evaporador. São comumente aplicados em grande parte dos pequenos sistemas de refrigeração e ar condicionado, como exemplo: frigoríficos e desumidificadores.

A simplicidade destes tubos torna-os de baixo custo, relativamente a outros dispositivos de expansão, como as válvulas de expansão. Os tubos capilares, para além de serem os dispositivos de expansão mais económicos, têm a vantagem de não exigirem manutenção, e no caso de entupirem devido a impurezas do fluido frigorífero, procede-se à sua substituição. Para além disso, quando o sistema de refrigeração é desligado a pressão do sistema é equalizada, o que exige do motor de acionamento do compressor menor binário de arranque, [1]. Deste modo, a utilização de tubos capilares como dispositivos de expansão torna-os bastante atrativos para pequenos sistemas de refrigeração.

Contudo, os tubos capilares não permitem ajustar o caudal mássico em conformidade com as variações de carga térmica ou com as alterações da temperatura de condensação. Por isso, os tubos capilares são projetados de forma a trabalharem numa determinada gama de condições operativas.

Na ocorrência de uma subida da carga térmica e, conseqüentemente, da pressão de evaporação e admissão, o compressor tende a bombear um caudal mássico superior ao que o tubo capilar tende a debitar para o evaporador, provocando, deste modo, um desequilíbrio no sistema, que resulta em que o evaporador fique “seco”.

Por outro lado, a descida da carga térmica abaixo do ponto de equilíbrio e, conseqüentemente, da pressão de evaporação e admissão, tende a aumentar o caudal mássico a escoar pelo tubo capilar e a baixar o caudal mássico a ser admitido ao compressor, ocorrendo desta forma um desequilíbrio no sistema frigorífico. Este desequilíbrio pode provocar danos irreversíveis ao compressor, uma vez que o evaporador ficará “inundado”, existindo assim possibilidade de entrada de fluido frigorífero líquido no compressor. No entanto, os danos ao compressor podem ser evitados ao limitar a carga de fluido frigorífero no sistema, de modo, a que a carga seja efetuada para que apenas exista uma quantidade de fluido frigorífero suficiente

para encher o evaporador, [1]. As condições de equilíbrio são novamente atingidas devido a não existir uma obstrução do líquido à saída do condensador, provocando assim a entrada de mistura líquido-vapor no tubo capilar, o que reduz o caudal mássico que por ele escoar, devido ao elevado volume específico do vapor, reestabelecendo, desta forma, o equilíbrio do sistema frigorífico, [1].

## 2.2 Fluidos frigoríficos

A adequada eficiência de um sistema de refrigeração depende das propriedades do fluido frigorífico que por este circula, tais como, a inflamabilidade, toxicidade, capacidade de transferência de calor, estabilidade química, custo, entre outros. Contudo, devido à fuga de frigorífico em sistemas de refrigeração e à libertação de CO<sub>2</sub> na produção de energia, as preocupações ambientais têm vindo a aumentar nas últimas décadas, [2].

De modo a garantir uma diminuição da emissão de gases efeito estufa para a atmosfera, diferentes fluidos frigoríficos têm vindo a ser desenvolvidos nos últimos anos. Devido à contínua substituição dos fluidos frigoríficos por novas soluções menos nocivas, não é frequente encontrar resultados experimentais efetuados a tubos capilares com os fluidos frigoríficos mais recentes. Deste modo, neste estudo a comparação dos resultados obtidos é efetuada através do trabalho experimental realizado por Melo et al. [3] para os fluidos frigoríficos R22, R134a e R600a.

## 2.3 Escoamentos bifásicos

Os escoamentos bifásicos estão presentes em diversos campos da indústria de importante relevo, como por exemplo: na indústria química, nuclear, petrolífera, e em vastas aplicações de engenharia. A sua presença é comum em equipamentos como reatores, caldeiras, condensadores e evaporadores. As corretas conceções destes equipamentos requerem, por exemplo: métodos de previsão das perdas de carga, aparecimento de incrustações nas tubulações, coeficientes de transferência de calor e massa, [4].

De forma a atender à conceção de equipamentos capazes de garantir as suas funcionalidades e segurança, é necessário o conhecimento de um escoamento bifásico desde a transição entre regimes, instabilidades termodinâmicas, condições críticas, e modelos adequados ao uso na sua modelização.

### 2.3.1 Processo de vaporização

A evaporação do frigorífico pode ocorrer por adição de calor ou pela redução da sua pressão. No interior de um tubo capilar adiabático, a evaporação ocorre quando a

pressão do fluido frigorífero é reduzida abaixo da pressão de saturação correspondente à sua temperatura local. A redução da pressão, e por sua vez da temperatura, do fluido ocorre devido à fricção do escoamento com as paredes sólidas do tubo. Como a temperatura do fluido frigorífero é reduzida, calor sensível é libertado, e este é convertido em calor latente de vaporização através de um processo rápido de transição, [5]. Na Figura 1 está representada a evolução da vaporização no interior de um tubo horizontal. Pode-se verificar que a vaporização ocorre pela formação contínua de pequenas bolhas de vapor, que coalescem, formando bolhas de maior dimensão.

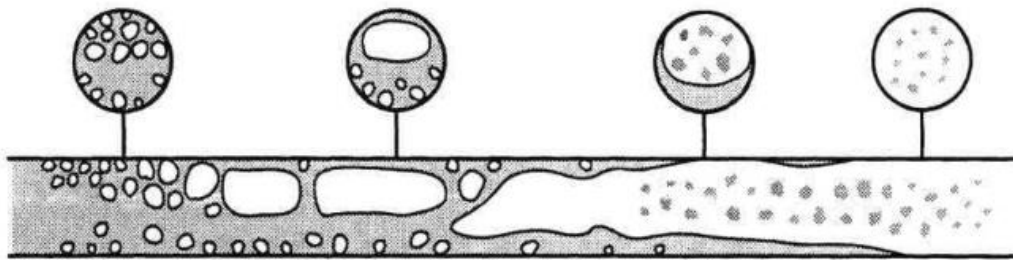


Figura 1 – Vaporização do fluido no interior de um tubo horizontal. Adaptado de [6].

### 2.3.2 Regimes de escoamento bifásico

#### 2.3.2.1 Visualização do escoamento bifásico

A melhor compreensão dos regimes presentes num escoamento bifásico e a transição entre os mesmos é realizada visualmente.

Lorbek et al. [7] realizaram um estudo do comportamento do escoamento no interior de um tubo de etileno propileno fluorado (FEP), com um diâmetro de 0,8 milímetros, e utilizando o R600a como fluido frigorífero. Os autores consideraram que as diferenças de rugosidades entre tubos de cobre seriam significativas e, por isso, fizeram este ensaio experimental para um tubo de FEP, um outro em que criaram uma imperfeição local a montante do local onde se iniciava a vaporização, e um tubo de FEP ao qual criaram ranhuras e abrasões microscópicas. No tubo de FEP visualizaram que a vaporização do frigorífero iniciava-se pela formação de pequenas bolhas que se dispersavam rapidamente no escoamento. Por coalescência destas pequenas bolhas dispersas formavam-se bolhas maiores; passava-se depois para um regime de bolhas tubulares (*slugs*). Deste regime de bolhas tubulares, transita-se, posteriormente, para um regime de bolhas tubulares cada vez mais longas. Os autores consideraram que o escoamento era heterogéneo. No segundo ensaio, em que foi criada uma imperfeição local, não foi visualizado nenhuma diferença nos regimes do escoamento. No terceiro ensaio, os autores verificaram que a criação de ranhuras e abrasões havia provocado mais pontos de nucleação de bolhas, e que o escoamento se tornara mais homogéneo, surgindo

assim a dificuldade em afirmar que os regimes visualizados no interior de um tubo de FEP, sem rugosidade, são representativos de um tubo capilar de cobre.

Na literatura existem diferentes estudos acerca do comportamento dos regimes dos escoamentos em tubos de diâmetro semelhante ao de tubo capilares usados em sistemas de refrigeração. Contudo, para permitir a visualização dos escoamentos, o material desses tubos de ensaio é diferente dos materiais de tubos capilares usados em sistemas de refrigeração e, por isso, não é possível concluir se os resultados visualizados se assemelham a um tubo de cobre, tal como foi descrito por Lorbek *et al.* [7].

### 2.3.2.2 Regimes do escoamento bifásico

Ao longo de um escoamento bifásico podem ser visualizados diferentes tipos de regimes de escoamento. Os diferentes regimes são influenciados, por exemplo, pela disposição do tubo (i.e. horizontal, vertical ou inclinada), caudal mássico, título termodinâmico, entre outros.

Na Figura 2 apresentam-se os principais regimes que podem ser encontrados num escoamento bifásico em tubos dispostos na horizontal, podendo a sua ocorrência ser caracterizada da seguinte forma, [4]:

- I. *Escoamento bolhas dispersas.* Este tipo de regime ocorre usualmente quando o título termodinâmico da mistura é bastante reduzido, em que bolhas de pequena dimensão são formadas e imediatamente arrastadas pela fase líquida, concentrando-se na parte superior do tubo, devido às forças de impulsão. Pode-se considerar que o escoamento neste regime é homogéneo, sem ocorrência de deslizamento entre as fases.
- II. *Escoamento bolhas tubulares.* A contínua formação de pequenas bolhas de vapor e a coalescência das mesmas dá origem a bolhas de vapor com um tamanho maior, que escoam na parte superior do tubo.
- III. *Escoamento bolhas-alongadas.* Este regime é semelhante ao regime de bolhas tubulares, sendo que a sua observação é mais frequente em escoamento de reduzido caudal mássico.
- IV. *Escoamento anular.* Este tipo de regime pode ser observado em escoamentos com elevado título termodinâmico, em que a fase de vapor flui a uma elevada velocidade. Um filme de líquido é formado em torno do tubo, escoando o vapor no interior desse filme.
- V. *Escoamento estratificado.* Este regime é frequentemente observado em escoamentos com elevado título termodinâmico, mas com reduzidos caudais de vapor e líquido.

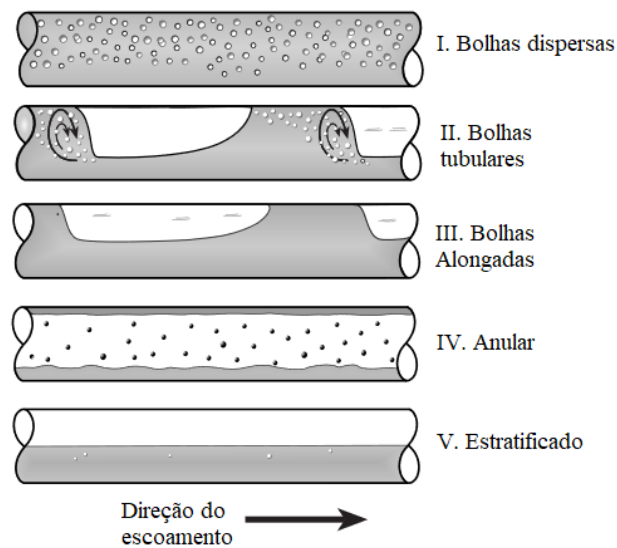


Figura 2 - Padrões de escoamentos bifásicos líquido-vapor em tubos horizontais. Adaptado de [4].

Na Figura 3 estão apresentados os principais regimes de escoamentos bifásicos que podem ser visualizados no interior de tubos verticais. Os regimes dos escoamentos são semelhantes aos regimes apresentados para tubos horizontais. Neste caso o escoamento em bolhas tubulares apresenta uma forma simétrica em torno do seu eixo devido à mudança na direção da força de impulsão. O regime de escoamento agitado ocorre com moderados títulos termodinâmicos e elevados caudais mássicos de vapor, e é caracterizado por ser altamente oscilatório, com uma interface entre as fases bastante irregular, [4].

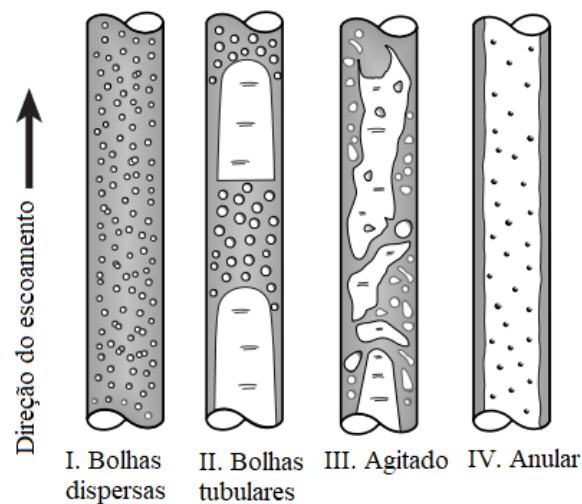


Figura 3 - Padrões de escoamentos bifásicos líquido-vapor em tubos verticais. Adaptado de [4].

### 2.3.3 Fenómenos de instabilidades termodinâmicas

O escoamento do fluido frigorífero no interior de um tubo capilar, pode ser caracterizado pela presença de regiões de não equilíbrio termodinâmico ou metaestáveis. A presença destas regiões pode ser identificada através da visualização experimental ao escoamento, e verificam-se quando a vaporização do fluido frigorífero não ocorre à pressão de saturação, mas a uma pressão inferior à de saturação, tal como foi presenciado no estudo de Fiorelli *et al.* [8].

Na Figura 4 está retratado um perfil típico da redução de pressão desde o condensador até ao evaporador, ao longo do comprimento do tubo capilar. O fluido frigorífero entra no tubo capilar à pressão de condensação e no estado de líquido subarrefecido. Desde então, a sua pressão é reduzida por fricção com as paredes do tubo capilar até à pressão de saturação, e teoricamente iniciar-se-ia a vaporização do fluido frigorífero. No entanto, foi visualizado em vários estudos experimentais, que a vaporização do fluido frigorífero ocorria com um atraso, a pressão inferior à de saturação.

Quando a pressão do escoamento é reduzida até à sua pressão de saturação, o fluido frigorífero transita para um estado metaestável de líquido sobreaquecido, e fica neste estado até à ocorrência real da vaporização, [8]. Esta região de instabilidade termodinâmica termina já na região bifásica do escoamento, quando a pressão do escoamento iguala novamente a pressão de saturação correspondente à sua temperatura local, reestabelecendo de novo o equilíbrio termodinâmico.

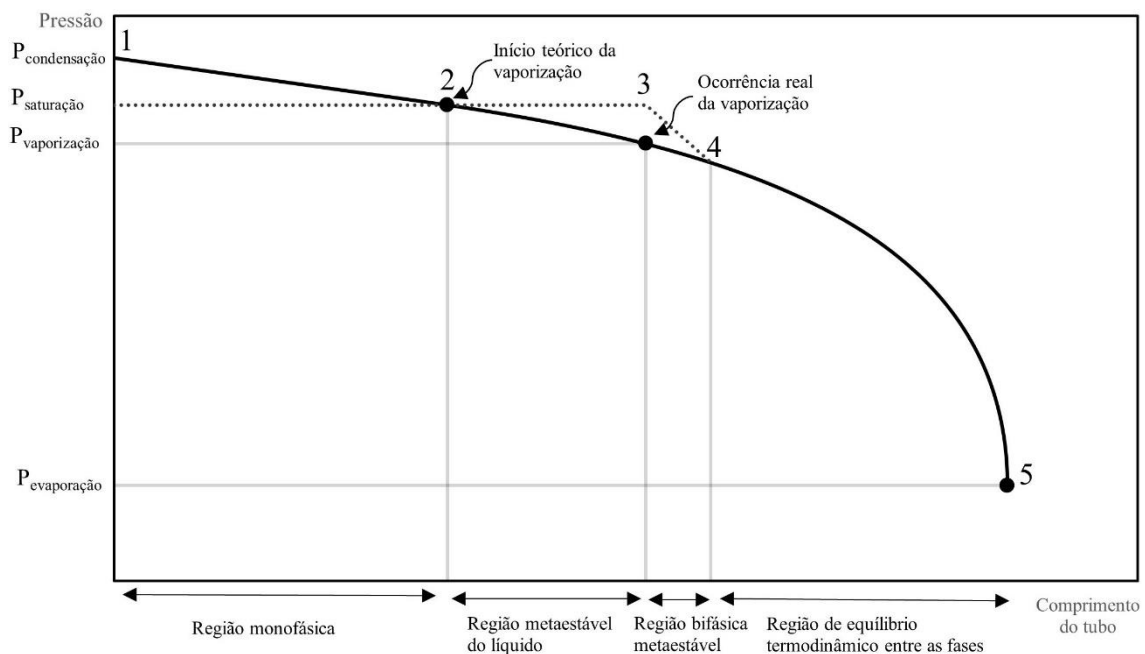


Figura 4 – Regiões de não equilíbrio termodinâmico no escoamento de um tubo capilar. Baseado em [9].

A existência de regiões metaestáveis provoca um aumento do comprimento do tubo na região monofásica, e conseqüentemente no comprimento total do tubo capilar necessário para satisfazer a regulação da pressão do sistema. Silva Huerta *et al.* [10] concluíram, no seu estudo a um escoamento no interior de tubos capilares, que o caudal mássico e o grau de subarrefecimento eram os parâmetros que mais afetavam o atraso na vaporização do frigorigéneo, existindo outros parâmetros que também influenciariam o aumento desta região, tal como a presença de óleo no tubo capilar.

### 2.3.4 Escoamento crítico

Na região bifásica a velocidade do escoamento aumenta com a progressiva formação de vapor. O aumento da velocidade do escoamento pode ser de tal forma significativo que esta se iguale à velocidade do som, atingindo assim a condição crítica do escoamento.

Quando é alcançada a condição crítica de um escoamento, para dada pressão de condensação, quaisquer reduções da pressão de evaporação não exercem influência sobre o caudal mássico do frigorigéneo, não podendo este ser mais acelerado, [11]. No caso do dimensionamento do comprimento de um tubo capilar, este é realizado tendo em conta um determinado caudal mássico a atravessar o tubo, para dadas condições do sistema; além disso, é necessário garantir que o escoamento, no interior do tubo capilar, não atinja as condições críticas.

A Figura 5 ilustra um exemplo das *linhas de Fanno* aplicadas a um escoamento adiabático no interior de um tubo capilar, na presença de um escoamento homogéneo, [12]. Pode-se verificar que a entalpia da mistura líquido-vapor diminui e a sua entropia aumenta, até que é atingido um valor máximo da entropia, e a partir desse momento, esta começa a diminuir, violando a segunda lei da termodinâmica. Quando a entropia atinge o seu valor máximo, a velocidade do escoamento iguala-se à velocidade do som, e a partir desse momento o escoamento é considerado como supersónico.

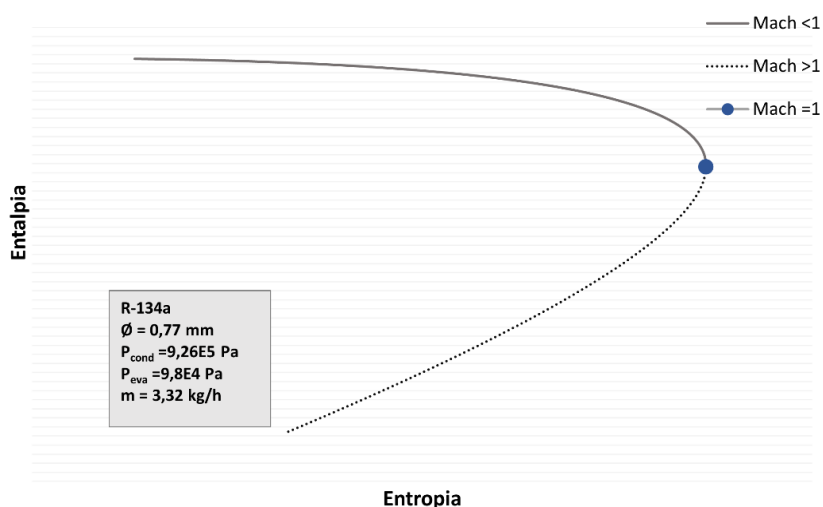


Figura 5 - Representação da *linha de Fanno* num tubo capilar.

A previsão da condição crítica dependerá de qual modelo de dimensionamento de tubos capilares a ser utilizado. No caso do modelo homogéneo, a sua previsão poderá ser efetuada com um diagrama entalpia-entropia, tal como ilustrado na Figura 5, caso o escoamento seja adiabático, unidimensional, em regime estacionário e o tubo de secção constante. No modelo de fases separadas é necessário proceder-se ao uso de correlações para a determinação do número adimensional de Mach, que relaciona a velocidade do escoamento com a velocidade do som. No entanto, para ambos os modelos verifica-se que, após o escoamento atingir a condição crítica a razão  $\Delta p/\Delta L < 0$ , ou seja, a mais troços de tubo capilar correspondem ganhos de pressão, o que é um fenómeno fisicamente impossível, [13].

Neste estudo o dimensionamento analítico de tubos capilares termina quando as condições desejadas são alcançadas, ou assim que seja atingida a condição crítica do escoamento.

## 2.4 Modelização do escoamento

Dada a complexidade associada à modelização de um escoamento bifásico, diferentes modelos podem ser encontrados na literatura, diferindo estes pelo seu grau de complexidade e de informação necessária acerca do escoamento para sua resolução. Os modelos mais comumente encontrados são o modelo homogéneo, e o de duas fases separadas.

O modelo homogéneo é o de mais fácil modelização, tratando o escoamento bifásico como um escoamento monofásico, considerando as suas propriedades termofísicas uma média ponderada de cada uma das suas fases individuais. É, no entanto, necessária à sua resolução correlações para a determinação da viscosidade dinâmica da mistura bifásica e do fator de fricção.

A modelização do escoamento através do modelo de fases separadas é mais complexa que a do modelo homogéneo. Neste modelo considera-se que as fases fluem a velocidades diferentes, e estas são tratadas individualmente com propriedades termofísicas correspondentes à sua pressão saturação. Para a resolução é necessária informação adicional acerca do fator de atrito e da área ocupada para cada fase e, deste modo, correlações da fração de vazio devem de ser incluídas.

### 2.4.1 Fator de fricção

O fator de fricção é um parâmetro adimensional necessário para a integração da equação da conservação de quantidade de movimento, de forma, a obter a perda de carga relativa à fricção do fluido com as paredes sólidas do tubo. Para escoamentos laminares, este fator é afetado apenas pelos efeitos de inércia e viscosos do escoamento, ou seja, pelo número de Reynolds. Foi, no entanto, observado por Henry

Darcy que em escoamentos turbulentos este seria também afetado pela rugosidade presente no tubo ou conduta, [14].

No interior de um tubo capilar o escoamento é turbulento e, deste modo, o seu dimensionamento deve ser realizado através de uma correlação para o fator de fricção que tenha em conta os efeitos rugosos presentes no tubo. No entanto, pelo facto da rugosidade de um tubo de cobre ser relativamente baixa comparativamente a outros materiais, ou pela falta de informação quantitativa acerca da rugosidade presente, verifica-se que em vários estudos os efeitos rugosos são desprezados.

A seleção da correlação para o fator de fricção foi realizada considerando que o escoamento no interior do tubo capilar fosse turbulento. No trabalho de Swamee e Jain [15] foi apresentada uma correlação para o fator de fricção, que segundo os autores apresentou resultados, comparados com os valores experimentais, com erros inferiores a 1%, nas seguintes condições:

- $5 \times 10^3 \leq \text{Reynolds} \leq 10^8$ ;
- $10^{-6} \leq \varepsilon/D \leq 10^{-2}$ ;

em que  $\varepsilon/D$  representa a rugosidade relativa do tubo. As condições apresentadas enquadram-se com as condições presentes no caso em estudo e, deste modo, no presente estudo o fator de fricção será obtido através da correlação de Swamee e Jain, dada por,

$$f = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{\varepsilon}{3,7D} + \frac{5,74}{\text{Re}^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (2.1)$$

em que  $f$  corresponde ao fator de fricção,  $\varepsilon$  à rugosidade do tubo,  $D$  ao diâmetro interno do tubo, e  $Re$  ao número adimensional de Reynolds baseado no diâmetro interior do tubo. Uma outra vantagem para o uso da presente correlação é o facto de  $f$  não se encontrar implícito em ambos os lados da equação, contrariamente a outras correlações existentes na literatura, e, deste modo, é possível evitar erros associados à realização de processos iterativos para a obtenção de  $f$ .

Na ausência de informação relativa à rugosidade do tubo capilar, ou na consideração da presença de um tubo liso, o termo da rugosidade na equação (2.1) é anulado, e o valor de  $f$  passa a ser obtido por,

$$f = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{5,74}{\text{Re}^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (2.2)$$

## 2.4.2 Modelos presentes na literatura

### 2.4.2.1 Modelo homogéneo

O modelo homogéneo é o modelo mais simplista dos modelos existentes na descrição de um escoamento bifásico. Neste modelo considera-se que não há ocorrência de deslizamento entre a fase líquida e a fase de vapor e, deste modo, as fases fluem à mesma velocidade como uma fase única. As propriedades termofísicas desta mistura homogénea são obtidas através de uma média ponderada das propriedades de cada uma das fases individuais, e as equações fundamentais do escoamento são resolvidas de igual forma a um escoamento monofásico. A viscosidade dinâmica é uma propriedade intensiva que não depende da quantidade de matéria na fase líquida ou de vapor.

Cicchitti *et al.* [16] introduziram uma correlação para a viscosidade de um escoamento bifásico baseada numa média mássica ponderada na viscosidade de cada fase, obtida por,

$$\mu_{mis} = (1-x)\mu_l + x\mu_v, \quad (2.3)$$

em que  $x$  representa o título termodinâmico do fluido frigorígeno, e  $\mu_{mis}$ ,  $\mu_l$  e  $\mu_v$  representam a viscosidade dinâmica da mistura bifásica, da fase líquida, e da fase de vapor, respetivamente. A justificação para a introdução da correlação foi o facto de esta apresentar bons resultados com os obtidos experimentalmente. O uso desta correlação para o dimensionamento de tubos capilares através do modelo homogéneo está presente em [1].

McAdams *et al.* [17] apresentaram uma definição para a viscosidade da mistura bifásica baseada numa média mássica ponderada entre as viscosidades de cada fase, equação (2.4); esta expressão é análoga à utilizada na obtenção da massa volúmica da mistura.

$$\mu_{mis} = \left( \frac{x}{\mu_v} + \frac{1-x}{\mu_l} \right)^{-1} \quad (2.4)$$

Dukler *et al.* [18] propôs uma definição para a viscosidade da mistura bifásica baseada numa média mássica ponderada entre as viscosidades de cada fase individual, dada por,

$$\mu_{mis} = \rho_{mis} \left[ (1-x) \left( \frac{\mu_l}{\rho_l} \right) + x \left( \frac{\mu_v}{\rho_v} \right) \right], \quad (2.5)$$

em que  $\rho_{mis}$  representa a massa volúmica da mistura bifásica do fluido frigorígeno.

Lin *et al.* [19] observaram no seu estudo experimental que o escoamento no interior capilar pode ser considerado homogêneo devido ao o rácio entre as fases ser relativamente baixo. Deste modo, propuseram a seguinte expressão para a obtenção da viscosidade bifásica,

$$\mu_{mis} = \frac{\mu_v \mu_l}{\mu_v + x^n (\mu_l - \mu_v)} \quad (2.6)$$

em que expoente  $n$  é um coeficiente obtido empiricamente e que, segundo os autores, ronda 1,4.

Maxwell-Eucken [20] introduziu duas correlações distintas para a viscosidade de mistura bifásica. Ambas as correlações foram formuladas baseadas na mesma analogia que o autor realizou à condutibilidade térmica efetiva em materiais heterogêneos. A viscosidade da mistura bifásica pode ser obtida através das seguintes expressões,

$$\mu_{mis} = \mu_v \frac{2\mu_v + \mu_l - 2(\mu_v - \mu_l)(1-x)}{2\mu_v + \mu_l + (\mu_v - \mu_l)(1-x)}, \quad (2.7)$$

$$\mu_{mis} = \mu_l \frac{2\mu_l + \mu_v - 2(\mu_l - \mu_v)x}{2\mu_l + \mu_v + (\mu_l - \mu_v)x}. \quad (2.8)$$

As correlações para a viscosidade da mistura bifásica que serão objeto de estudo neste trabalho encontram-se apresentadas na Tabela 1.

Na Figura 6 representa-se a variação da viscosidade dinâmica da mistura com o título termodinâmico para as diferentes correlações em estudo. Os valores da viscosidade da fase líquida e de vapor foram obtidos para o fluido frigorígeno R-134a a 0°C, em que se variou o título termodinâmico entre 0 e 1, de modo, a obter a representação gráfica da variação da viscosidade da mistura para cada uma das correlações com a evolução do título termodinâmico.

Verifica-se que a correlação de Cicchitti *et al.* varia linearmente com o título termodinâmico e que, das correlações em estudo, é a que atribui peso maior à viscosidade do vapor na viscosidade da mistura bifásica; o contrário acontece com a correlação apresentada por Dukler *et al.*

Tabela 1 – Correlações da viscosidade dinâmica da mistura em estudo.

Autores	Viscosidade dinâmica da mistura líquido-vapor ( $\mu_{mis}$ )	Referência
McAdams <i>et al.</i> [17]	$\mu_{mis} = \left( \frac{x}{\mu_v} + \frac{1-x}{\mu_l} \right)^{-1}$	[21]
Cicchitti <i>et al.</i> [16]	$\mu_{mis} = (1-x)\mu_l + x\mu_v$	[21]
Dukler <i>et al.</i> [18]	$\mu_{mis} = \rho_{mis} \left[ (1-x) \left( \frac{\mu_l}{\rho_l} \right) + x \left( \frac{\mu_v}{\rho_v} \right) \right]$	[18]
Lin <i>et al.</i> [19]	$\mu_{mis} = \frac{\mu_v \mu_l}{\mu_v + x^{1,25}(\mu_l - \mu_v)}$	[19]
Maxwell-Eucken 1 [20]	$\mu_{mis} = \mu_v \frac{2\mu_v + \mu_l - 2(\mu_v - \mu_l)(1-x)}{2\mu_v + \mu_l + (\mu_v - \mu_l)(1-x)}$	[20]
Maxwell-Eucken 2 [20]	$\mu_{mis} = \mu_l \frac{2\mu_l + \mu_v - 2(\mu_l - \mu_v)x}{2\mu_l + \mu_v + (\mu_l - \mu_v)x}$	[20]

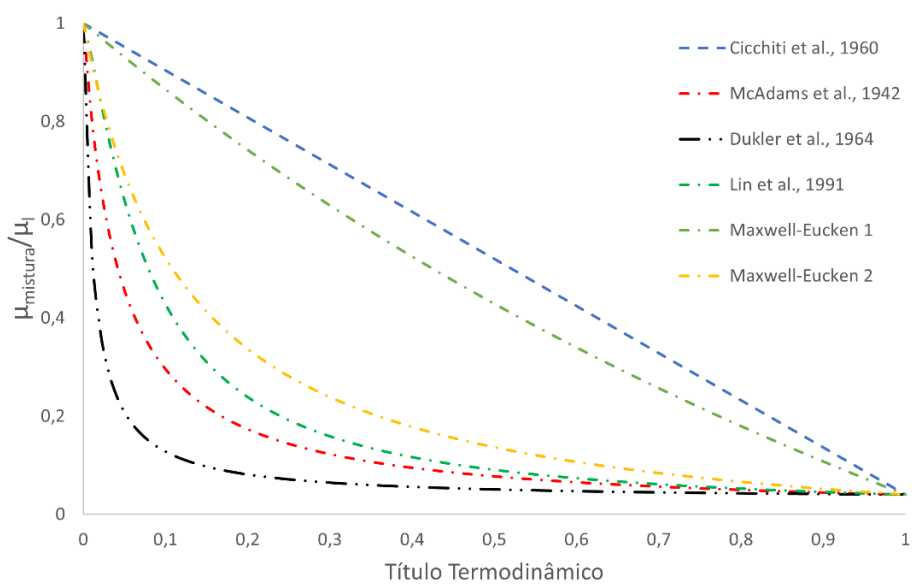


Figura 6 - Variação da viscosidade dinâmica da mistura bifásica com o aumento de título termodinâmico.

### 2.4.2.2 Modelo fases separadas

Na abordagem ao modelo de fases separadas é considerado que a fase líquida e vapor fluem de forma independente uma da outra e, deste modo, as fases possuem propriedades termofísicas, áreas ocupadas, e velocidades diferentes.

As equações fundamentais do escoamento passam a ser constituídas por uma parcela para cada fase, através de um coeficiente que relaciona as áreas ocupadas por cada fase, conhecido como fração de vazio. A fração de vazio é o rácio entre a área de secção ocupada da fase de vapor pela área do tubo, ou seja,

$$\alpha = \frac{A_v}{A_v + A_l}, \quad (2.9)$$

onde  $\alpha$  corresponde à fração de vazio,  $A_v$  e  $A_l$  correspondem às áreas de secção ocupadas pela fase de vapor e fase líquida, respetivamente.

Neste estudo são analisadas algumas das correlações para o cálculo da fração de vazio presentes na literatura. A obtenção de resultados precisos no dimensionamento de um tubo capilar dependerá de uma correta seleção deste coeficiente. Deste modo, a filtragem das correlações existentes é auxiliada com investigações já realizadas neste âmbito.

Koyama *et al.* [22] realizaram um estudo de medição da fração de vazio em micro tubos lisos, dispostos na horizontal, num escoamento adiabático, com o fluido frigorífero R134a. No seu estudo compararam os resultados obtidos através de várias correlações existentes para a fração de vazio, e concluíram que os melhores resultados foram apresentados pelas correlações de Smith e Baroczy.

No estudo realizado por Xu e Fang [23] foi efetuada uma comparação das várias correlações da fração de vazio existentes na literatura, com resultados obtidos experimentalmente para tubos com diâmetro compreendido entre 0,5 a 10 milímetros, e para fluxos mássicos de 40 a 1000 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>. Os autores concluíram que algumas das correlações estudadas apresentaram bons resultados com os valores experimentais, tal como a correlação de Smith [24], Huq e Loth [25], Chisholm [26].

A correlação da fração de vazio para um escoamento em que é se assume que ambas as fases fluem à mesma velocidade, escoamento homogéneo, é dada por,

$$\alpha = \left[ 1 + \left( \frac{1-x}{x} \right) \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \right]^{-1}. \quad (2.10)$$

No estudo de Baroczy [27] foi apresentada uma correlação para a fração de vazio, que teve como base de formulação a equação (2.10), em que esta foi ajustada aos seus

valores experimentais, e no qual o autor acrescentou um termo relativo à relação entre as viscosidades de cada uma das fases. A sua correlação é definida como,

$$\alpha = \left[ 1 + \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,74} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,65} \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,13} \right]^{-1} \quad (2.11)$$

Smith [24] apresentou uma correlação para a fração de vazio baseada num modelo físico homogéneo, que segundo o autor é válida para todas as condições do escoamento bifásico independentemente do seu regime, pressão, velocidade, etc. A expressão da sua correlação é dada por,

$$\alpha = \left\{ 1 + \left( \frac{1-x}{x} \right) \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \left[ K + (1-K) \sqrt{\frac{\left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right) + K \left( \frac{1-x}{x} \right)}{1 + K \left( \frac{1-x}{x} \right)}} \right] \right\}^{-1}, \quad (2.12)$$

em que  $K$  é uma constante, que segundo o autor apresentou excelentes resultados para valores iguais a 0,4.

Huq e Loth [25] formularam uma correlação para a fração de vazio realizada completamente de forma analítica. Os autores compararam a sua correlação com resultados experimentais, e concluíram que essa correlação apresentava bons resultados em escoamentos de reduzido título termodinâmico. A expressão para a sua correlação é dada por,

$$\alpha = 1 - \frac{2(1-x)^2}{1 - 2x + \left[ 1 + 4x(1-x) \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right]^{0,5}} \quad (2.13)$$

Devido às necessidades em prever adequadamente a perda de carga durante a evaporação de um escoamento, Chisholm [26] desenvolveu equações que permitissem prever a perda de carga existentes num escoamento bifásico turbulento. No seu trabalho desenvolveu uma correlação para determinar a fração de vazio, dada por,

$$\alpha = \left[ 1 + \left( \frac{1-x}{x} \right) \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \sqrt{1 - x \left( 1 - \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)} \right]^{-1} \quad (2.14)$$

Na Tabela 2 verificam-se as correlações da fração de vazio em estudo para a modelização do escoamento bifásico através do modelo de fases separadas.

Tabela 2 – Correlações da fração de vazio em estudo.

Autores	Fração de Vazio ( $\alpha$ )	Referência
Baroczy	$\alpha = \left[ 1 + \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,74} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,65} \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,13} \right]^{-1}$	[27]
Smith	$\alpha = \left\{ 1 + \left( \frac{1-x}{x} \right) \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \left[ K + (1-K) \sqrt{\frac{\left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right) + K \left( \frac{1-x}{x} \right)}{1 + K \left( \frac{1-x}{x} \right)}} \right] \right\}^{-1}$	[24]
Huq e Loth	$\alpha = 1 - \frac{2(1-x)^2}{1 - 2x + \left[ 1 + 4x(1-x) \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right]^{0,5}}$	[25]
Chisholm	$\alpha = \left[ 1 + \left( \frac{1-x}{x} \right) \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \sqrt{1-x \left( 1 - \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)} \right]^{-1}$	[26]

## 2.5 Ensaio experimental de Melo *et al.*

Melo *et al.* [3] realizaram um trabalho experimental ao escoamento no interior de tubos capilares adiabáticos. No seu trabalho utilizaram tubos capilares de diferentes diâmetros, comprimentos e rugosidades como dispositivos de expansão num sistema frigorífico. A análise experimental foi realizada para diferentes combinações de pressões de condensação, evaporação, graus de subarrefecimento e fluidos frigoríficos, em que, para dadas condições iniciais, foram efetuadas medições do caudal mássico de fluido frigorífico na saída do tubo capilar.

Na Tabela 3 apresentam-se as geometrias dos tubos capilares que foram utilizadas no trabalho experimental. A presença de 57 ensaios experimentais divulgados no seu artigo científico são fundamentais para o presente estudo, pois é possível efetuar várias simulações do dimensionamento de comprimento de tubos capilares através dos

modelos analíticos em estudo, e verificar qual dos modelos e correlações apresentam uma melhor concordância aos valores experimentais.

Tabela 3 - Geometria dos tubos capilares, Melo *et al.* [3].

	Tubo 1	Tubo 2	Tubo 3	Tubo 4	Tubo 5	Tubo 6	Tubo 7	Tubo 8
Diâmetro interno (mm)	0,770	0,840	1,050	0,770	0,840	1,050	0,606	0,871
Comprimento (m)	2,926	3,027	3,020	2,009	1,993	2,030	2,998	2,973
Rugosidade do tubo ( $\mu\text{m}$ )	0,750	0,590	0,720	0,750	0,590	0,720	1,080	0,780

Na Figura 7 está representado o esquema da instalação experimental realizado no trabalho de Melo *et al.* [3]. Os componentes principais da instalação são dois compressores herméticos (1), um condensador (4), um tubo capilar no qual são realizados os ensaios (10), e um evaporador (13). O tubo capilar no qual são realizados os ensaios encontra-se isolado termicamente através de lã de vidro, garantindo que as trocas térmicas sejam as mínimas possíveis, pelo que, deste modo, a expansão pode ser considerada adiabática. Existe ainda um outro tubo capilar (11) conectado ao ciclo frigorífico, que tem como objetivo manter o sistema em funcionamento caso necessário realizar alguma alteração ao tubo capilar colocado na zona de testes.

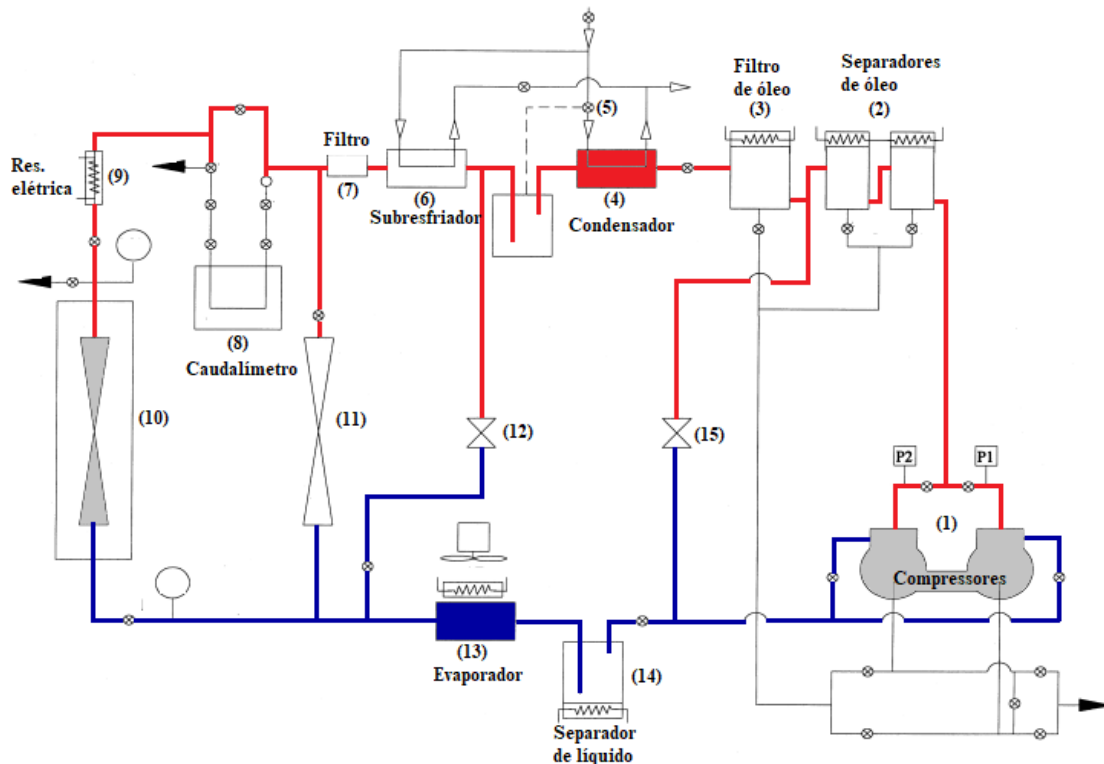


Figura 7 - Esquema do instalação experimental de Melo *et al.* [3]

O fluido refrigerante é bombeado pelos compressores (1), seguindo para os separadores (2) e filtro (3) de óleo que garantem a mínima presença de óleo no fluido refrigerante. No condensador (4) é libertada potência calorífica através da permuta de calor com água subarrefecida. A pressão de condensação é regulada por uma válvula (5) que controla a quantidade de água subarrefecida para as trocas de calor.

De modo a garantir que não há presença de fase de vapor na entrada do tubo capilar é realizado um subarrefecimento ao fluido refrigerante, sendo o grau de subarrefecimento controlado pelo subresfriador (6) e por uma resistência elétrica (7) disposta a jusante deste. O filtro (7) é instalado logo após o subresfriador, de modo, a evitar obstruções no caudalímetro (8) e em ambos os tubos capilares, provocadas por impurezas contidas no fluido refrigerante.

A pressão de evaporação é controlada através de duas válvulas de expansão pressostáticas (12,15) e a congelação do evaporador é evitada pela instalação de uma resistência elétrica. A passagem de fluido refrigerante na fase líquida para os compressores é evitada através da instalação de um separador de líquido (14).

Os autores representaram graficamente a pressão de condensação e temperatura de entrada em função do tempo. Deste modo, garantiram que o sistema estaria a trabalhar em regime estacionário no momento em que foram registados os ensaios experimentais. Foi considerado que o sistema se encontrava a trabalhar em regime estacionário quando as variações da temperatura de entrada e da pressão de condensação fossem  $\pm 0,4^{\circ}\text{C}$  e  $\pm 0,2$  bar, respetivamente.



# DESENVOLVIMENTO

## **3.1 Descrição do problema**

- 3.1.1 Divisão das regiões
- 3.1.2 Equações fundamentais
- 3.1.3 Hipóteses simplificativas
- 3.1.4 Simplificação das equações fundamentais do escoamento

## **3.2 Modelo matemático**

- 3.2.1 Método dos volumes finitos
- 3.2.2 Região do escoamento monofásico
- 3.2.3 Região do escoamento bifásico

## **3.3 Modelo de dimensionamento empírico**

- 3.3.1 *Teorema dos Pi's de Buckingham*
- 3.3.2 Regressão linear múltipla
- 3.3.3 Correlação proposta



## 3 DESENVOLVIMENTO

### 3.1 Descrição do problema

#### 3.1.1 Divisão das regiões

O dimensionamento analítico de um tubo capilar inicia-se pela divisão do tubo em duas regiões sucessivas, monofásica e bifásica, tal como se encontra representado na Figura 8.

Na região monofásica, o gradiente de pressão é afetado apenas devido à fricção do fluido frigorífero com as paredes sólidas do tubo, dado que, nesta região o escoamento é incompressível. O fluido frigorífero é geralmente subarrefecido no condensador, de forma, a garantir que todo o fluido se encontre em fase líquida à entrada do tubo capilar. Deste modo, considera-se que a região monofásica se inicia com a entrada de fluido frigorífero no estado de líquido subarrefecido no tubo capilar, e como a ocorrência de regiões metaestáveis são desprezadas, a região monofásica termina quando o fluido frigorífero atinge o estado termodinâmico de líquido saturado.

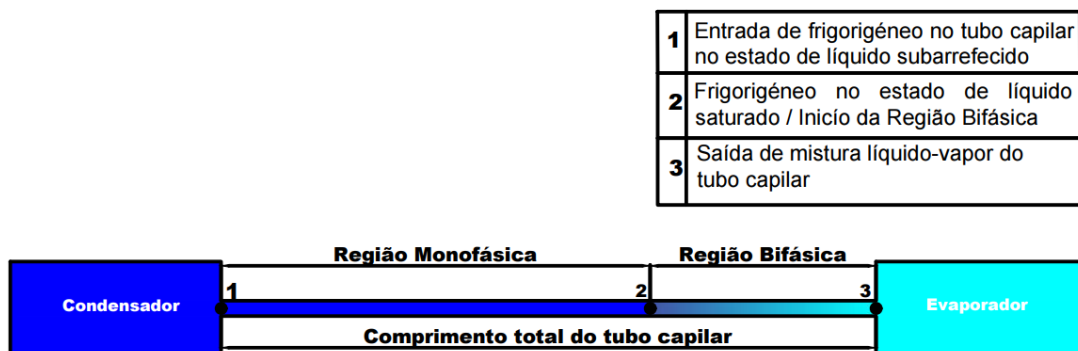


Figura 8 - Representação do escoamento ao longo do tubo capilar.

Após atingir o estado de líquido saturado qualquer redução da pressão do fluido frigorífero resulta na formação de vapor, iniciando-se assim a região bifásica. Dado que, nesta região o escoamento é compressível, então o gradiente de pressão é afetado devido à fricção do fluido frigorífero com as paredes sólidas do tubo, e também devido à aceleração do escoamento. A modelização da região bifásica termina quando são atingidas as condições desejadas, pressão de evaporação, ou quando é atingida a condição crítica do escoamento,  $\Delta P/\Delta L < 0$ .

### 3.1.2 Equações fundamentais

As equações fundamentais presentes no escoamento no interior de um tubo capilar correspondem às equações de conservação de: massa, quantidade de movimento e energia. Para modelizar o escoamento de forma analítica considera-se que o escoamento é unidimensional e, desta forma, as equações fundamentais serão aqui apresentadas em coordenadas cilíndricas, somente na direção  $z$ . As equações fundamentais que são aqui apresentadas aplicam-se somente a fluidos newtonianos, [14]:

- Conservação de massa

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_z)}{\partial z} = 0, \quad (3.1)$$

onde  $v$  corresponde à velocidade do fluido,  $t$  a um tempo, e  $r, \theta, z$  às coordenadas cilíndricas.

- Conservação de quantidade de movimento

$$\begin{aligned} \frac{\partial v_z}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} = \\ -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\mu}{\rho} \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right] + \rho g_z, \end{aligned} \quad (3.2)$$

onde  $P$  corresponde à pressão do fluido, e  $g$  à magnitude da aceleração gravítica.

- Conservação da energia

$$\dot{Q} + \dot{W} = \frac{\partial}{\partial t} \left[ \rho \left( e + \frac{P}{\rho} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \rho v_z \left( e + \frac{P}{\rho} \right) \right] \quad (3.3)$$

onde  $e$  corresponde à energia total presente no fluido,  $\dot{Q}$  ao calor fornecido ao sistema, e  $\dot{W}$  ao trabalho realizado sobre o sistema.

### 3.1.3 Hipóteses simplificativas

A resolução das equações fundamentais descritas anteriormente é realizada tendo em consideração algumas hipóteses simplificativas, baseando-se grande parte no trabalho experimental no qual são comparados os resultados analíticos.

Como referido no capítulo 2, Melo *et al.* [3] realizaram um ensaio experimental ao escoamento no interior de tubos capilares retos e de secção uniforme dispostos

horizontalmente. Os autores garantiram que a zona onde eram realizados os testes, tubo capilar, se encontrava devidamente isolada, de forma, a que as trocas térmicas fossem as mínimas tanto quanto possível. As pressões de entrada e saída, tal como o caudal mássico de fluido frigorífero foram monitorizadas e representadas graficamente em função do tempo, de forma, a verificar se o sistema se encontrava em regime estacionário.

De modo a manter os modelos de dimensionamento de tubos capilares simplificados e apenas baseados nas equações fundamentais, a presença de regiões metaestáveis é desprezada. Considerar-se ainda que o escoamento é unidimensional na direção  $z$ , e que se encontra totalmente desenvolvido.

Em resumo, as hipóteses que serão aplicadas para o dimensionamento de tubos capilares neste estudo são:

- (1) Expansão adiabática e sem ocorrência de trabalho externo;
- (2) Escoamento unidimensional;
- (3) Tubo capilar reto de secção uniforme e disposto horizontalmente;
- (4) Escoamento estacionário;
- (5) Ausência de regiões metaestáveis;
- (6) Escoamento totalmente desenvolvido.

#### 3.1.4 Simplificação das equações fundamentais do escoamento

- Conservação da massa

Aplicando as hipóteses (2) e (4), a equação da conservação de massa (3.1) passa a ser descrita como,

$$\frac{\partial(\rho v_z)}{\partial z} = 0. \quad (3.4)$$

Simplificando a sua expressão é possível garantir a conservação da massa para cada volume de controlo, através de,

$$[\rho V]_i = [\rho V]_{i+1}. \quad (3.5)$$

- Conservação de quantidade de movimento

Aplicando as hipóteses (2), (3), (4) e (6), a equação da conservação de quantidade de movimento (3.2) passa a ser descrita como,

$$u_z \frac{\partial(\rho u_z)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left\{ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) \right\}. \quad (3.6)$$

O último termo da equação (3.6) corresponde há perda de carga provocada pelas tensões de corte nas paredes sólidas do tubo. As tensões provocadas fazem com que ocorra uma variação da velocidade na direção  $r$  e, de modo, a obter uma expressão analítica para a perda de carga é necessário retirar o perfil de velocidade para esta direção.

O perfil de velocidades para a direção  $r$  é obtido ao integrar duas vezes a equação (3.6), considerando que o gradiente de pressão ocorre somente por efeitos viscosos. Da sua integração resulta um perfil de velocidade dado por,

$$u_z(r) = \frac{\partial P}{\partial z} \frac{r^2}{4\mu} + C_1 \ln r + C_2, \quad (3.7)$$

em que as constantes  $C_1$  e  $C_2$  são considerando as seguintes condições de fronteira:

1. Velocidade máxima no centro do escoamento;  $r=0$
2. Velocidade nula nas superfícies do tubo;  $r=R$ .

Aplicando as condições de fronteiras sobreditas à equação (3.7) obtém-se uma expressão simplificada, dada por,

$$u_z(r) = \frac{\partial P}{\partial z} \frac{1}{4\mu} (r^2 - R^2). \quad (3.8)$$

O caudal volumétrico corresponde ao produto entre a velocidade média do fluido pela área seccional de tubo e, deste modo, este é obtido através de,

$$Q = \int_0^R \frac{\partial P}{\partial z} \frac{1}{4\mu} (r^2 - R^2) 2\pi r dr, \quad (3.9)$$

onde  $Q$  corresponde ao caudal volúmico e  $R$  ao raio do tubo capilar.

Da integração da equação (3.9) resulta o caudal volumétrico para um tubo de secção circular, sendo a sua expressão dada por,

$$Q = \frac{\Delta P}{L} \frac{\pi D^4}{128\mu}, \quad (3.10)$$

e designada por lei de Poiseuille.

Ao colocar a equação (3.10) em função de  $\Delta P$ , e dividindo ambos os lados da equação pela componente da pressão dinâmica, obtém-se uma expressão para a perda de carga adimensional, dada por,

$$\frac{\Delta P}{\frac{1}{2}\rho\bar{V}^2} = \frac{64\mu\bar{V}L}{D^2\rho\bar{V}^2} . \quad (3.11)$$

O fator de fricção de Darcy para escoamentos laminares é dado como,

$$f_{lam} = \frac{64}{\text{Re}} ; \text{Re} = \frac{\bar{V}\rho D}{\mu} . \quad (3.12)$$

Desta forma, ao efetuar a substituição do fator de fricção de Darcy na equação (3.11), e convertendo a sua unidade para metros coluna de fluido,  $h_f = \Delta P / \rho g$ , a expressão para a determinação da perda de carga passa a ser descrita por,

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{\bar{V}^2}{2g} , \quad (3.13)$$

sendo esta designada por equação de Darcy-Weisbach.

A conservação de quantidade de movimento para cada volume de controlo é assegurada através da seguinte expressão,

$$\left[ (P_i - P_{i+1}) - f \frac{\Delta L}{D} \frac{\bar{V}^2}{2} \rho \right] A = \dot{m}(V_{i+1} - V_i) . \quad (3.14)$$

- Conservação da energia

Aplicando as hipóteses (1), (3), e (4) à equação da conservação de energia (3.3) esta passa a ser descrita como,

$$\frac{\partial}{\partial z} \left[ \dot{m} \left( e + \frac{P}{\rho} \right) \right] = 0 . \quad (3.15)$$

A energia total presente no fluido corresponde ao somatório da energia interna, cinética e potencial,

$$e = u + \frac{V^2}{2} + gz . \quad (3.16)$$

No entanto, é mais frequente o uso da entalpia em vez da energia interna. A entalpia corresponde à soma entre a energia interna e a energia necessária para manter o volume do sistema a uma dada pressão,

$$h = u + \frac{P}{\rho} , \quad (3.17)$$

Substituindo a expressão anterior na equação (3.15), a expressão para a conservação de energia passa a ser dada por,

$$\frac{\partial}{\partial z} \dot{m} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right) = 0 . \quad (3.18)$$

Aplicando a hipótese (3) na equação anterior, é possível garantir que toda a energia é conservada entre cada volume de controlo caso,

$$\left[ h + \frac{V^2}{2} \right]_i = \left[ h + \frac{V^2}{2} \right]_{i+1} . \quad (3.19)$$

## 3.2 Modelo matemático

### 3.2.1 Método dos volumes finitos

As propriedades termofísicas do fluido frigorífero alteram-se sucessivamente com a redução da pressão do escoamento. Deste modo, o dimensionamento do comprimento de tubo capilar através das equações fundamentais é realizado pela divisão do tubo em diversos volumes de controlo, pelo método de volumes finitos.

O número de volumes de controlo é definido inicialmente, e ao qual corresponderá um número inteiro. Neste estudo este foi definido pela razão entre a diferença dos valores absolutos de temperatura de condensação e evaporação pelo decréscimo de temperatura arbitrado, como se pode verificar na equação (3.20).

Quanto menor for o valor do decréscimo de temperatura, mais volumes de controlo são criados, melhorando assim a precisão do resultado obtido, no entanto, o processo computacional torna-se mais pesado. A determinação de um valor adequado para o decréscimo é realizada iterativamente, experimentando valores de diferentes ordens

de grandeza, e ao qual corresponderá aquele que não provoque variações significativas aos resultados finais, mas também que não seja demasiado exaustivo para o processo computacional. O número de volumes de controlo é determinado por,

$$VCS = \frac{abs(T_{cond}) + abs(T_{eva})}{\Delta T}, \text{ se } T_{eva} < 0 \quad (3.20)$$

em que  $T_{cond}$  corresponde á temperatura de condensação,  $T_{eva}$  á temperatura de evaporação, e  $\Delta T$  ao decremento de temperatura arbitrado.

A região monofásica representa somente um volume de controlo, em que se considera que o fluido frigorígeno entre no tubo capilar no estado de líquido subarrefecido. A região termina quando o fluido frigorígeno atinge o estado termodinâmico de líquido saturado à sua temperatura inicial. Como o fluido frigorígeno é subarrefecido, então a sua temperatura na entrada do tubo capilar é dada por,

$$T_i = T_{cond} - \Delta T_{sub} \quad (3.21)$$

em que  $T_i$  corresponde à temperatura do primeiro volume de controlo, e  $\Delta T_{sub}$  ao grau de subarrefecimento.

Apesar da pressão à entrada do tubo capilar ser igual à pressão de condensação, a sua temperatura não corresponde à pressão local devido ao subarrefecimento e, deste modo, as propriedades termofísicas do fluido frigorígeno são obtidas para a sua temperatura inicial, dada pela equação (3.21), considerando que este encontra-se em equilíbrio termodinâmico.

O esquema da divisão do tubo capilar por volumes de controlo está representado pela Figura 9.

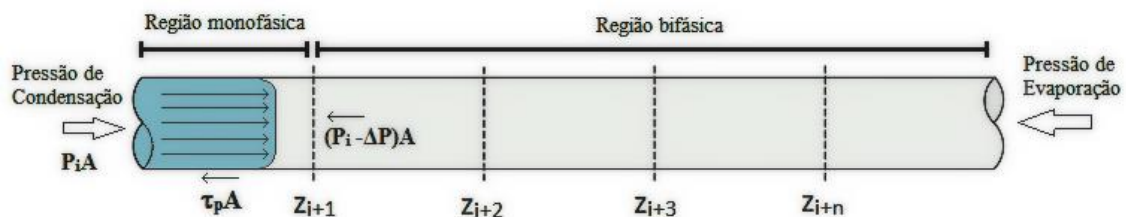


Figura 9 - Esquema da divisão de um tubo capilar por volumes de controlo.

A modelização da região de escoamento bifásico inicia-se quando a região monofásica termina, em  $z_{i+1}$  (Figura 9), ou seja, quando o fluido frigorígeno atinge o estado termodinâmico de líquido saturado, e termina assim que obtida a pressão de evaporação ou atingida a condição crítica. No entanto, dado que este se encontra num estado de líquido saturado, a redução da pressão provoca com que as propriedades

termofísicas do fluido frigorífero variem continuamente ao longo do tubo capilar. De forma a minimizar os erros associados à sua modelização numérica, a região bifásica é dividida por diversos volumes de controlo, conforme ilustrado na Figura 9. Como a velocidade do escoamento aumenta progressivamente com a formação do vapor, o gradiente de pressão para a região bifásica não é linear, contrariamente à região monofásica. As equações fundamentais do escoamento são então resolvidas para cada um dos volumes de controlo do domínio discretizado, tal como na região monofásica.

A resolução do método de dimensionamento analítico proposto neste estudo é realizada através de código computacional *Python*, e as propriedades termofísicas dos diferentes fluidos frigoríferos são obtidas através de uma biblioteca conhecida como *CoolProp*, que contém as equações de estado para diversos gases.

### 3.2.2 Região do escoamento monofásico

A região monofásica é realizada pela integração das equações fundamentais um único volume de controlo.

Uma vez que o escoamento nesta região é incompressível, a equação de conservação de massa (3.5) implica que a velocidade do escoamento seja constante,

$$V_i = V_{i+1} . \quad (3.22)$$

Deste modo, em resultado da velocidade ser constante, a equação da conservação de energia (3.19) implica que a entalpia seja constante,

$$h_i = h_{i+1} . \quad (3.23)$$

A temperatura, tal como as propriedades termofísicas do fluido frigorífero mantêm-se inalteradas na região monofásica.

A equação da conservação de quantidade movimento (3.14) apresenta os efeitos da perda de carga por fricção e da aceleração convectiva no gradiente de pressão. No entanto, pelo facto do escoamento ser incompressível, os efeitos da aceleração convectiva não nulos e, deste modo, nesta região o gradiente de pressão apenas é afetado pela perda de carga. Dado o sobredito, a equação da conservação de quantidade de movimento para a região monofásica é descrita como,

$$P_i - P_{i+1} = f \frac{\Delta L \bar{V}^2}{D} \rho . \quad (3.24)$$

O comprimento de tubo para região monofásica é então obtido através de,

$$\Delta L_{mono} = \frac{(P_i - P_{i+1})2D}{f\rho\bar{V}^2} \quad (3.25)$$

em que  $\Delta L_{mono}$  representa a variação do comprimento da região monofásica do tubo capilar.

### 3.2.3 Região do escoamento bifásico

#### 3.2.3.1 Modelo homogéneo

Ao efetuar a modelização através do modelo homogéneo assume-se que o escoamento se encontra como uma mistura e, deste modo, ambas as fases fluem à mesma velocidade, e as propriedades termofísicas da mistura são obtidas através de uma média ponderada das propriedades individuais de cada fase.

De forma a iniciar o algoritmo, é necessário obter o título termodinâmico da mistura bifásica. O título termodinâmico representa a fração mássica de vapor existente na mistura, e sua obtenção é efetuada através da equação da conservação de energia. Da equação (3.19) verifica-se que toda a energia é conservada para todos os volumes de controlo caso,

$$h_i + \frac{1}{2}V_i^2 = \text{constante} . \quad (3.26)$$

O título termodinâmico é obtido para cada volume de controlo, aplicando a equação de conservação de energia,

$$h_i + \frac{1}{2}V_i^2 = (1-x)h_l + xh_v + \frac{1}{2}\left[\left(\frac{\dot{m}}{A}\right)\left(\frac{1-x}{\rho_l} + \frac{x}{\rho_v}\right)\right]^2 . \quad (3.27)$$

Através do título termodinâmico determina-se a massa volúmica e velocidade da mistura bifásica,

$$\rho_{mis} = \frac{x}{\rho_v} + \frac{(1-x)}{\rho_l} . \quad (3.28)$$

$$V_{mis} = \frac{\dot{m}}{\rho_{mis}A} , \quad (3.29)$$

O número de Reynolds da mistura bifásica é determinado com o auxílio das correlações para a viscosidade dinâmica da mistura bifásica presentes na Tabela 1, sendo este obtido por,

$$\text{Re}_{mis} = \frac{V_{mis} \rho_{mis} D}{\mu_{mis}} . \quad (3.30)$$

O fator de fricção de Darcy é determinado através da correlação Swamee e Jain [15], tal como descrito anteriormente, e para a mistura bifásica este é determinado através de,

$$f = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{\varepsilon}{3,7D} + \frac{5,74}{\text{Re}_{mis}^{0,9}} \right) \right]^2} . \quad (3.31)$$

As propriedades do escoamento necessárias para a determinação da perda de carga, são obtidas por uma média aritmética dos valores entre as faces jusante e montante de cada volume de controlo,

$$\overline{\rho}_{mis} = \frac{\rho_{mis_i} + \rho_{mis_{i+1}}}{2} , \quad (3.32)$$

$$\overline{V}_{mis} = \frac{V_{mis_i} + V_{mis_{i+1}}}{2} , \quad (3.33)$$

$$\overline{f}_{mis} = \frac{f_{mis_i} + f_{mis_{i+1}}}{2} , \quad (3.34)$$

e, desta forma, é possível determinar a perda de carga por unidade de comprimento para cada volume de controlo, através de,

$$\frac{h_f}{\Delta L_{bif}} = \frac{\overline{f}_{mis} \overline{V}_{mis}^2 \overline{\rho}_{mis}}{2D} . \quad (3.35)$$

O comprimento para cada volume de controlo da região bifásica é então obtido por,

$$\Delta L_{bif} = \frac{A(P_i - P_{i+1}) - \dot{m}(V_{mis_{i+1}} - V_{mis_i})}{h_f A} . \quad (3.36)$$

O comprimento final do tubo capilar corresponde ao somatório de todos os volumes de controlo, no caso dos seus valores corresponderem a valor positivos, sendo este determinado através de,

$$L = \Delta L_{mono} + \sum \Delta L_{bif} . \quad (3.37)$$

### 3.2.3.2 Modelo fases separadas

No modelo de fases separadas, a fase líquida e de vapor são tratadas individualmente. As equações de transporte são derivadas separando cada fase, surgindo, desta forma, uma variável que quantifica a área ocupada por cada uma das fases, conhecida como fração de vazio.

O título termodinâmico do escoamento é obtido através da equação de conservação da energia,

$$h_i + \frac{1}{2} V_i^2 = (1-x)h_l + xh_v + \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{\dot{m}}{A} \right) \left( \frac{1-x}{(1-\alpha)\rho_l} + \frac{x}{\alpha\rho_v} \right) \right]^2 . \quad (3.38)$$

No entanto, dada a complexidade da equação (3.38), quando substituída a fração de vazio pelas correlações em estudo, esta é resolvida através de um processo iterativo.

Ao obter o título termodinâmico, e através das correlações da fração de vazio apresentadas na Tabela 2, determina-se a velocidade de cada uma das fases, através de,

$$V_l = \frac{(1-x)\dot{m}}{(1-\alpha)A\rho_l} , \quad (3.39)$$

$$V_v = \frac{x\dot{m}}{\alpha A\rho_v} . \quad (3.40)$$

Desta forma, é possível obter o número de Reynolds para cada fase, sendo este determinado por,

$$\text{Re}_l = \frac{\rho_l V_l D}{\mu_l} , \quad (3.41)$$

$$\text{Re}_v = \frac{\rho_v V_v D}{\mu_v} . \quad (3.42)$$

O fator de fricção de Darcy é obtido para cada uma das fases através de,

$$f_l = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{\varepsilon}{3,7D} + \frac{5,74}{\text{Re}_l^{0,9}} \right) \right]^2}, \quad (3.43)$$

$$f_v = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{\varepsilon}{3,7D} + \frac{5,74}{\text{Re}_v^{0,9}} \right) \right]^2}. \quad (3.44)$$

É realizada uma média aritmética entre as faces jusante e montante de cada volume de controlo, para posteriormente determinar a perda de carga respetiva à fase líquida e de vapor. A média aritmética é realizada para o título termodinâmico, fator de fricção, massa volúmica e velocidade de cada uma das fases,

$$\bar{x} = \frac{x_i + x_{i+1}}{2}, \quad (3.45)$$

$$\bar{f}_v = \frac{f_{v_i} + f_{v_{i+1}}}{2}, \quad (3.46)$$

$$\bar{f}_l = \frac{f_{l_i} + f_{l_{i+1}}}{2}, \quad (3.47)$$

$$\bar{\rho}_v = \frac{\rho_{v_i} + \rho_{v_{i+1}}}{2}, \quad (3.48)$$

$$\bar{\rho}_l = \frac{\rho_{l_i} + \rho_{l_{i+1}}}{2}, \quad (3.49)$$

$$\bar{V}_v = \frac{V_{v_i} + V_{v_{i+1}}}{2}, \quad (3.50)$$

$$\bar{V}_l = \frac{V_{l_i} + V_{l_{i+1}}}{2}. \quad (3.51)$$

Desta forma, obtém-se a perda de carga por unidade de comprimento correspondente a cada uma das fases,

$$\frac{h_{f_l}}{\Delta L} = \frac{\overline{f_l} \overline{V_l}^2 \overline{\rho_l}}{2D}, \quad (3.52)$$

$$\frac{h_{f_v}}{\Delta L} = \frac{\overline{f_v} \overline{V_v}^2 \overline{\rho_v}}{2D}. \quad (3.53)$$

Aplicando a equação de conservação de quantidade de movimento, determina-se a variação do comprimento de tubo capilar para cada volume de controlo,

$$\Delta L_{bif} = \frac{A(P_i - P_{i+1}) - \dot{m} \left[ x(V_{g_{i+1}} - V_{g_i}) + (1-x)(V_{l_{i+1}} - V_{l_i}) \right]}{A(h_{f_l} + h_{f_g})}. \quad (3.54)$$

O comprimento final do tubo capilar corresponde ao somatório de todos os volumes de controlo da região monofásica e bifásica, tal como no modelo homogéneo, sendo este obtido através da equação (3.37).

### 3.2.3.3 Método Newton-Raphson

Conforme referido anteriormente, dada a complexidade da equação (3.38), o título termodinâmico do escoamento para o modelo de fases separadas é obtido para cada volume de controlo através de um processo iterativo. Existem diferentes métodos numéricos para a obtenção dos zeros de uma função, no entanto, um método bastante conhecido pela sua eficiência e rápida convergência é o de *Newton-Raphson*, quando o valor estimado se encontra perto do zero da função, [28].

O método de *Newton-Raphson* inicia-se por arbitrar um valor inicial da variável que se pretende obter,  $x_i$ , e um critério de convergência, que neste caso será um valor bastante reduzido, a tender para 0. Através do valor inicial  $x_i$  obtém-se a sua imagem e derivada correspondente, para que, desta forma, se possa obter um novo ponto,  $x_{i+1}$ , que á partida se encontrará mais próximo do zero da função. Este procedimento é realizado recursivamente até que se encontre o valor do zero da função, ou assim que atingido o critério de convergência que fora estabelecido inicialmente. O valor da variável desejada, neste caso o título termodinâmico, resultante de cada iteração é obtido por,

$$x_{i+1} = x_i - \frac{f(x_i)}{f'(x_i)}. \quad (3.55)$$

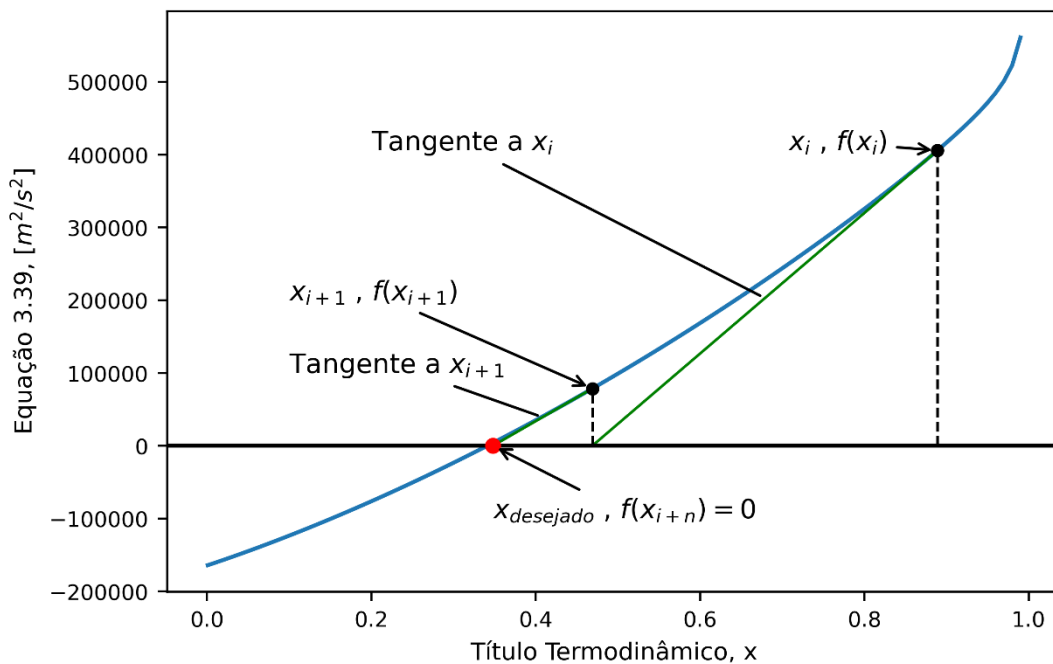


Figura 10 - Exemplificação do método de Newton-Raphson aplicado ao escoamento no interior de um tubo capilar.

Na Figura 10 encontra-se representado graficamente a equação de conservação da energia (3.38) pelo título termodinâmico. Os valores utilizados nesta simulação correspondem a um dos ensaios experimentais de Melo *et al.* [3], em que foi realizado o dimensionamento de tubo capilar através do modelo de fases separadas e representado graficamente os valores correspondentes ao último volume de controlo. No entanto, apenas se pretende demonstrar como o processo iterativo funciona.

Ao iterar um valor inicial de título termodinâmico,  $x_i$ , é possível determinar o valor da sua imagem correspondente,  $f(x_i)$ . Efetuando a derivada de  $f(x_i)$  obtém-se uma reta tangente à função inicial em  $x_i$ , e que através da qual é possível determinar o valor de  $x_{i+1}$  que intersecta com o eixo das abcissas, ou seja, quando  $f(x)=0$ . Com o novo valor obtido  $x_{i+1}$  determina-se novamente a sua imagem correspondente,  $f(x_{i+1})$ , comparando o seu valor com o critério de convergência definido inicialmente, e caso este não tenha sido cumprido o processo iterativo continua. Através da Figura 10 é possível ainda verificar-se que após duas iterações o valor do título termodinâmico já se encontra muito próximo do pretendido, podendo de certo modo corroborar a rápida convergência do método de *Newton-Raphson*.

A derivada da equação (3.38) é aproximada através das séries de *Taylor*. Esta aproximação é efetuada pela diferença centrada da primeira derivada, através de,

$$f'(x_i) = \frac{f(x_i + h) - f(x_i - h)}{2h} - O(h^2) \quad (3.56)$$

em que  $O$  corresponde ao erro de truncatura, e  $h$  ao espaçamento definido entre as variáveis desejadas.

Das séries de *Taylor* foi definido a aproximação por diferenças centradas, já que em relação a outras séries, esta é de fácil implementação, e apresenta um erro de truncatura de ordem superior,  $h^2$ , diminuindo, deste modo, o erro associado à aproximação da derivada, [29].

### 3.3 Modelo de dimensionamento empírico

#### 3.3.1 Teorema dos Pi's de Buckingham

O dimensionamento de tubos capilares pode ainda ser realizado através de correlações empíricas quando presentes resultados de ensaios experimentais. A primeira correlação empírica para o dimensionamento de tubos capilar adiabáticos foi apresentada por *Wolf et al.* [30], e a partir desta foram apresentadas diversas correlações em diferentes artigos científicos utilizando a mesma estrutura que fora proposta, seguindo como exemplo as correlações presentes no trabalho de *Melo et al.* [3].

No entanto, o método de dimensionamento proposto por *Wolf et al.* [30] difere do praticado no presente estudo, já que, o comprimento de tubo capilar é definido inicialmente, e determina-se qual o caudal mássico que se obterá à saída do tubo capilar.

Através dos ensaios experimentais apresentados no artigo de *Melo et al.* [3], é possível desenvolver uma correlação empírica para a obtenção direta do comprimento de tubos capilares, tendo em conta determinadas condições iniciais.

Para tal, recorre-se a uma técnica de análise dimensional conhecida como teorema dos pi's de *Buckingham* ou método das variáveis repetitivas. Inicialmente é necessário identificar quais as principais variáveis que condicionam o comprimento de tubo capilar. A análise dos modelos analíticos realizados anteriormente proporcionou uma melhor compreensão destas variáveis e, desta forma, selecionou-se as seguintes variáveis independentes como função da variável dependente  $L$ ,

$$L = f(\rho_l, \rho_v, D, \mu_l, \mu_v, \Delta P, \dot{m}, c_p \Delta T_{sub}, h_{fg}), \quad (3.57)$$

onde  $\Delta P$ ,  $c_p$  e  $h_{fg}$  correspondem há diferença entre a pressão de condensação e evaporação, calor específico e entalpia de vaporização do fluido frigorigéneo, respetivamente. Repare-se que apesar de o  $c_p$  não ter sido uma propriedade utilizada no modelo analítico, neste caso, o seu uso é necessário para tornar adimensional o grupo pi que contém a variável  $\Delta T_{sub}$ , já que esta é a única variável que contém dimensão de temperatura.

Tal como referido por *Melo et al.* [3], não é possível correlacionar adequadamente os efeitos da rugosidade no comprimento de tubo capilar devido a haver um número reduzido de combinações nos seus ensaios experimentais, sendo este o único motivo para que esta não se encontre apresentada na equação (3.57).

Na equação (3.57) pode-se ainda verificar que na função presente existem três dimensões fundamentais: massa (M), comprimento (L), e o tempo (T). O número de dimensões fundamentais é bastante importante, já que, este é igual ao número de variáveis repetitivas. Na Tabela 4 encontram-se as dimensões para cada variável presente na função. Através do teorema dos pi's de *Buckingham* será possível reduzir o número de variáveis dimensionais a grupos de variáveis adimensionais.

As variáveis repetitivas são as variáveis que através do qual se formará os diferentes grupos adimensionais, pelo que, a sua combinação deve apresentar todas as dimensões fundamentais presentes na função  $f$ , e não pode formar um grupo adimensional.

Tabela 4 - Dimensões fundamentais presentes na função  $f$ .

$\rho$	$D$	$L$	$\mu$	$\Delta P$	$\dot{m}$	$c_p \Delta T_{\text{sub}}$	$h_{\text{fg}}$
$ML^{-3}$	$L$	$L$	$ML^{-1}T^{-1}$	$ML^{-1}T^{-2}$	$MT^{-1}$	$L^2T^{-2}$	$L^2T^{-2}$

O número de grupos adimensionais a ser formados corresponde à diferença entre o número de variáveis presentes na função pelo número de variáveis repetitivas. Deste modo, são formados sete grupos adimensionais.

De forma, a manter a estrutura da correlação semelhante à de outros artigos científicos selecionou-se as mesmas variáveis repetitivas:  $\rho_i$ ,  $\mu_i$ , e  $D$ . O procedimento tomado para a formação dos diferentes grupos pi é aqui demonstrado, no entanto, de modo a não tornar algo muito repetitivo, apenas se aplicará a dois grupos pi.

Em forma de exemplo, selecionou-se a variável dependente  $L$ , e a variável independente  $\Delta P$ . Começa-se a formação do grupo pi que contém a variável dependente  $L$ ,

$$\pi_8 = \mu_i^a D^b \rho_i^c L = (ML^{-1}T^{-1})^a (L)^b (ML^{-3})^c (L) = M^0 L^0 T^0,$$

que dá origem a três equações lineares,

$$\left\{ \begin{array}{l} M \\ L \\ T \end{array} \right\} \left\{ \begin{array}{l} a + c = 0 \\ -a + b - 3c + 1 = 0 \\ -a = 0 \end{array} \right\} \Rightarrow a = 0, b = -1, c = 0,$$

formando assim um grupo adimensional que representa o efeito da geometria do tubo capilar,

$$\pi_7 = \frac{L}{D}.$$

O mesmo procedimento aplica-se á variável independente  $\Delta P$ ,

$$\pi_8 = \mu_l^a D^b \rho_l^c \Delta P = (ML^{-1}T^{-1})^a (L)^b (ML^{-3})^c (ML^{-1}T^{-2}) = M^0 L^0 T^0,$$

obtendo novamente três equações lineares,

$$\left\{ \begin{array}{l} M \\ L \\ T \end{array} \right\} \left\{ \begin{array}{l} a + c + 1 = 0 \\ -a + b - 3c - 1 = 0 \\ -a - 2 = 0 \end{array} \right\} \Rightarrow a = 2, b = 2, c = 1,$$

e resultando no grupo adimensional representativo dos efeitos da diferença de pressão,

$$\pi_1 = \frac{D^2 \rho_l (P_{cond} - P_{eva})}{\mu_l^2}.$$

Na análise dimensional para obtenção do caudal mássico à saída do tubo capilar realizada por Bittle *et al.* [31], os autores mencionaram que “A pressão de saída não é incluída na lista de variáveis, dado que, o escoamento atinge tipicamente a condição crítica em tubos capilares aplicados em sistemas estacionários”, pois quando é atingida a condição crítica do escoamento, o aumento do diferencial de pressões não tem efeito no caudal mássico e, deste modo, considera-se a afirmação totalmente válida. No entanto, para o dimensionamento do comprimento de tubo capilar, neste estudo considerou-se os efeitos da diferença de pressão do condensador e evaporador, já que, neste caso é considerado que o caudal mássico inicial é o que atravessa o sistema frigorífico.

Ao efetuar a regressão múltipla linear verificou-se que melhores resultados são apresentados pelos parâmetros  $(\rho_l - \rho_v)/\rho_v$  e  $(\mu_l - \mu_v)/\mu_v$ , comparativamente com os grupos inicialmente formados  $\rho_v/\rho_l$  e  $\mu_v/\mu_l$ . Todos os grupos  $\pi_i$  que foram criados estão apresentados na Tabela 5, tal como a sua descrição física.

Tabela 5 - Definição e descrição de cada grupo pi.

Termo $\pi$	Definição	Descrição
$\pi_7$	$\pi_7 = \frac{L}{D}$	Efeito geométrico do tubo capilar
$\pi_1$	$\pi_1 = \frac{D^2 \rho_l (P_{cond} - P_{eva})}{\mu_l^2}$	Influência da diferença de pressão
$\pi_2$	$\pi_2 = \frac{\dot{m}}{D \mu_l}$	Análogo ao número de Reynolds
$\pi_3$	$\pi_3 = \frac{D^2 \rho_l^2 c_p \Delta T_{sub}}{\mu_l^2}$	Efeito do grau de subarrefecimento
$\pi_4$	$\pi_4 = \frac{D^2 h_{fg} \rho_l^2}{\mu_l^2}$	Efeito da vaporização do fluido frigorigéneo
$\pi_5$	$\pi_5 = \frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v}$	Relação entre a massa volúmica das fases
$\pi_6$	$\pi_6 = \frac{\mu_l - \mu_v}{\mu_v}$	Efeitos viscosos

### 3.3.2 Regressão linear múltipla

Dado que, a expressão para a determinação do comprimento de tubo capilar é função de diversos grupos de variáveis adimensionais, a correlação será obtida através de regressão múltipla linear e os coeficientes ajustados pelo método dos mínimos quadrados.

De forma a manter uma correlação com uma formulação semelhante á dos restantes trabalhos científicos, e dado o seu sucesso, assume-se que existe à partida uma lei de potência entre o parâmetro dependente,  $\pi_7$ , e cada um dos parâmetros independentes.

Esta relação poderia ser comprovada com a representação gráfica da base logarítmica do parâmetro  $\pi_7$  pela base logarítmica de cada parâmetro independente, e caso existisse

linearidade então a lei a potência aplicar-se-ia. No entanto, esta relação só é visível caso apenas variassem os parâmetros presentes na representação gráfica, mantendo os restantes parâmetros independentes constantes. Por este motivo neste momento apenas assume-se que existe esta dependência de lei de potência, e os resultados da correlação demonstraram a sua veracidade.

A regressão é realizada de forma a obter uma expressão da seguinte forma,

$$\pi_7 = \alpha_0 \pi_1^{\alpha_1} \pi_2^{\alpha_2} \pi_3^{\alpha_3} \pi_4^{\alpha_4} \pi_5^{\alpha_5} \pi_6^{\alpha_6} . \quad (3.58)$$

Tomando o logaritmo de base dez em ambos os lados da equação, tem-se que,

$$\log_{10}(\pi_7) = \log_{10} \alpha_0 + (\alpha_1) \log_{10}(\pi_1) + \dots + (\alpha_6) \log_{10}(\pi_6) . \quad (3.59)$$

Definindo a variável dependente como  $y = \log_{10}(\pi_7)$ , as restantes variáveis  $x_n = \log_{10}(\pi_n)$ , e  $B = \log_{10}(\alpha_0)$ , a equação (3.59) passa a ser descrita como,

$$y = B + \alpha_1 x_1 + \alpha_2 x_2 + \dots + \alpha_6 x_6 , \quad (3.60)$$

em que  $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_6$  são constantes para transformar as variáveis  $x_1, x_2, \dots, x_6$ , e  $B$  é a constante de interceção.

### 3.3.2.1 Método dos mínimos quadrados

O método dos mínimos quadrados consiste em encontrar o melhor ajuste a um conjunto de dados, através da minimização do quadrado dos erros originados pela diferença entre os valores estimados e os valores observados, [32].

O quadrado dos erros para o conjunto de dados experimentais é obtido através da diferença dos valores experimentais do parâmetro  $\pi_7$  pelos dados calculados, neste caso equação (3.60),

$$S = \sum_{i=1}^n e_i^2 = \sum_{i=1}^n (y_i - B - \alpha_1 x_1 - \alpha_2 x_2 - \dots - \alpha_6 x_6)^2 . \quad (3.61)$$

em que  $S$ ,  $n$  e  $e_i$ , correspondem ao quadrado dos erros, número de ensaios experimentais, e resíduo, respetivamente.

A equação (3.61) é derivada respetivamente para cada um dos coeficientes  $B, \alpha_1, \dots, \alpha_6$  e igualada a zero, de forma a obter o valor de cada coeficiente que satisfaz o mínimo do erro quadrado para o total de ensaios experimentais. Demonstrar-se-á aqui a derivação dos dois primeiros coeficientes,  $B$  e  $\alpha_1$ .

Derivando a função  $S$  com respeito à constante que intersecta a reta,  $B$ , e igualando a zero, esta passa a ser dada por,

$$\frac{\partial S}{\partial B} = -2 \sum_{i=1}^n (y_i - B - \alpha_1 x_1 - \alpha_2 x_2 \dots - \alpha_6 x_6) = 0, \quad (3.62)$$

simplificando a sua expressão, obtém-se uma equação com sete incógnitas que satisfaz o mínimo do quadrado dos erros,

$$\sum y_i = nB + \alpha_1 \sum x_1 + \alpha_2 \sum x_2 \dots + \alpha_6 \sum x_6. \quad (3.63)$$

O mesmo procedimento é efetuado para a constante  $\alpha_1$ , e a partir daqui  $\sum_{i=1}^n = \Sigma$ ,

$$\frac{\partial S}{\partial \alpha_1} = -2 \sum \left[ x_1 (y_i - B - \alpha_1 x_1 - \alpha_2 x_2 \dots - \alpha_6 x_6) \right] = 0, \quad (3.64)$$

e ao simplificar a expressão, obtém-se novamente uma equação com sete incógnitas,

$$\sum y_i x_{1i} = B \sum x_{1i} + \alpha_1 \sum x_{1i}^2 + \alpha_2 \sum x_{1i} x_{2i} \dots + \alpha_6 \sum x_{1i} x_{6i}. \quad (3.65)$$

Ao derivar a função  $S$  para os restantes coeficientes, obtém-se um conjunto de sete equações algébricas com sete coeficientes desconhecidos. O conjunto de equações algébricas pode ser expresso em notação matricial,

$$\underbrace{\begin{pmatrix} n & \sum x_1 & \sum x_2 & \dots & \sum x_6 \\ \sum x_1 & \sum x_1^2 & \sum x_1 x_2 & \dots & \sum x_1 x_6 \\ \sum x_2 & \sum x_2 x_1 & \sum x_2^2 & \dots & \sum x_2 x_6 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \sum x_6 & \sum x_6 x_1 & \sum x_6 x_2 & \dots & \sum x_6^2 \end{pmatrix}}_A \underbrace{\begin{pmatrix} B \\ \alpha_1 \\ \alpha_2 \\ \vdots \\ \alpha_6 \end{pmatrix}}_x = \underbrace{\begin{pmatrix} \sum y \\ \sum x_1 y \\ \sum x_2 y \\ \vdots \\ \sum x_6 y \end{pmatrix}}_b \quad (3.66)$$

em que  $A$  representa a matriz dos coeficientes,  $x$  o vetor das incógnitas e  $b$  o vetor dos termos independentes. O vetor das incógnitas,  $x$ , é obtido através de,

$$x = A^{-1}b, \quad (3.67)$$

determinando assim todos os valores dos coeficientes necessários para a correlação.

### 3.3.3 Correlação proposta

Na equação (3.68) apresenta-se a correlação geral a todos os fluidos frigoríficos obtida pelo método descrito anteriormente.

$$\pi_7 = 29,283 \pi_1^{0,0497} \pi_2^{-1,4892} \pi_3^{0,2192} \pi_4^{0,4679} \pi_5^{-0,8839} \pi_6^{0,1964} \quad (3.68)$$

O coeficiente de determinação,  $R^2$ , descreve a qualidade do modelo que foi ajustado, indicando assim a variação que existe entre os dados experimentais e o modelo empírico presente. Este é obtido através de,

$$R^2 = 1 - \frac{\sum (y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum (y_i - \bar{y})^2} \quad (3.69)$$

em que  $y_i$  representa os valores experimentais de  $\pi_7$ ,  $\hat{y}_i$  o valor obtido de  $\pi_7$  através da correlação, e  $\bar{y}$  corresponde à média aritmética entre os valores experimentais.

O valor de  $R^2$  obtido para a correlação apresentada foi de 0,862 revelando uma boa concordância dos valores calculados com os valores experimentais.



# RESULTADOS

## **4.1 Resultados dos modelos**

- 4.1.1 Fluido frigorigéneo R12
- 4.1.2 Fluido frigorigéneo R134a
- 4.1.3 Fluido frigorigéneo R600a
- 4.1.4 Resultado geral

## **4.2 Resultados computacionais**

- 4.2.1 escoamento crítico
- 4.2.2 Variação das condições de entrada

## **4.3 Programa computacional**



## 4 Resultados

### 4.1 Resultados dos modelos

Conforme referido anteriormente, os modelos numéricos apresentados neste trabalho são avaliados através dos resultados experimentais presentes no estudo de Melo *et al.* [3]. As simulações do dimensionamento dos tubos capilares foram realizadas para todos os ensaios experimentais e são aqui demonstrados alguns dos resultados para cada fluido frigorífero.

O erro percentual é determinado para cada modelo e respetiva correlação, através de,

$$\delta = \left[ \frac{L_{calc} - L_{exp}}{L_{exp}} \right] \times 100, \quad (4.1)$$

em que  $\delta$  corresponde ao erro percentual. No entanto, os resultados para cada modelo são avaliados determinando o erro percentual absoluto médio, em que este é obtido por,

$$\bar{\delta} = \frac{\sum \sqrt{\delta^2}}{n}, \quad (4.2)$$

e  $n$  corresponde ao número de ensaios realizados.

Apresenta-se neste capítulo o valor obtido do erro percentual absoluto médio para cada correlação em estudo, tal como uma representação gráfica de alguns dos resultados obtidos para cada fluido frigorífero.

#### 4.1.1 Fluido frigorífero R12

Na Figura 11 e Figura 12 estão representadas as distribuições das pressões ao longo dos tubos capilares 2 e 4.

O dimensionamento analítico do comprimento de tubos capilares termina assim que  $\Delta P/\Delta L < 0$ . Dado que, em todos os ensaios experimentais foi atingida a condição crítica do escoamento, conforme mencionado por Melo *et al.* [3], a pressão final obtida através modelos analíticos não corresponde à pressão de evaporação dos ensaios experimentais. Deste modo, a utilização de modelos de dimensionamento analítico

implica a possível existência de erros associados tanto ao comprimento de tubo capilar, tal como na pressão final do escoamento.

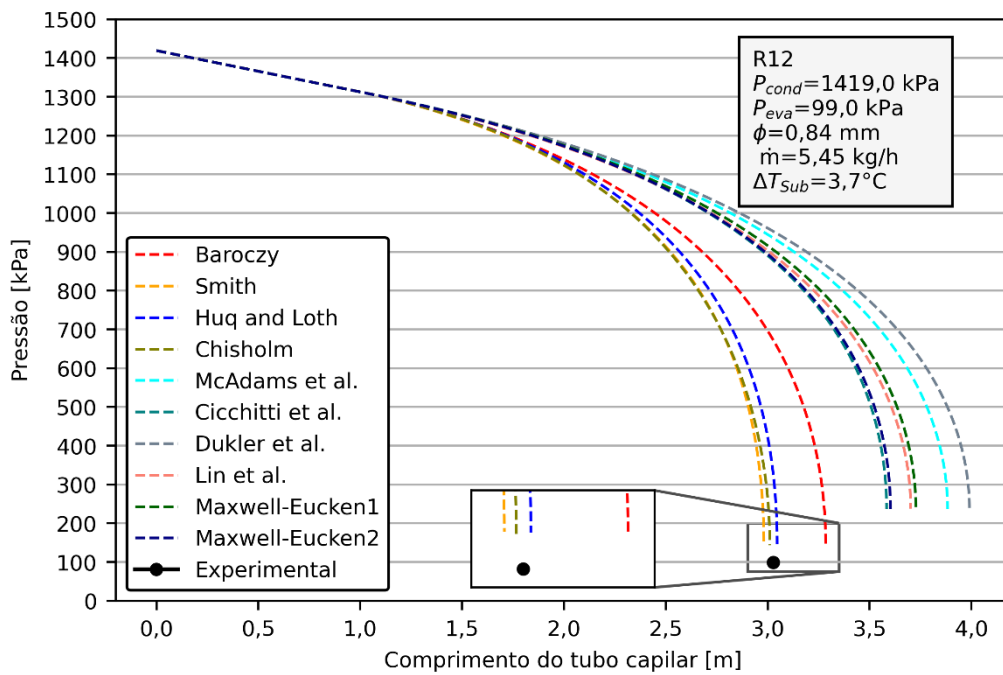


Figura 11 - Distribuição das pressões ao longo do tubo capilar 2 para o fluido frigorífero R12.

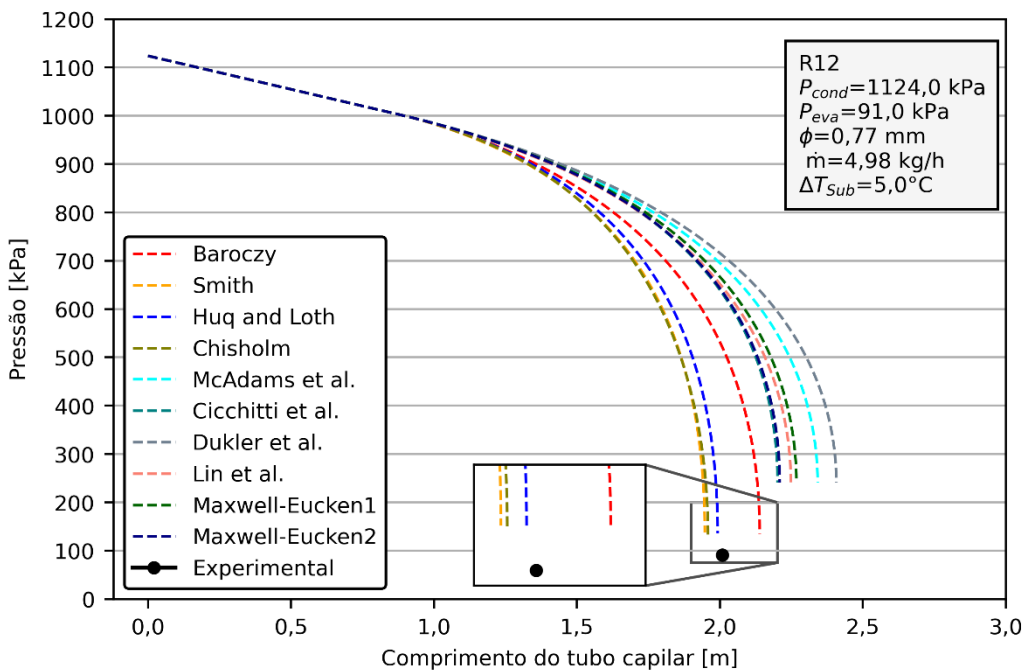


Figura 12 - Distribuição das pressões ao longo do tubo capilar 4 para o fluido frigorífero R12.

Como em ambos os modelos analíticos as variações de comprimento de tubo capilar,  $\Delta L$ , já se encontram bastante reduzidas nas pressões finais, considera-se numa análise inicial apenas o erro associado ao comprimento final de tubo capilar.

Na Tabela 6 e Tabela 7 apresentam-se os erros percentuais absolutos médios associados dos 19 ensaios realizados através para fluido frigorífero R12.

Tabela 6 - Erro percentual absoluto médio associado às diferentes correlações do modelo homogéneo para o fluido frigorífero R12.

	McAdams <i>et al</i>	Cicchitti <i>et al</i>	Dukler <i>et al</i>	Lin <i>et al</i>	Maxwell-Eucken 1	Maxwell-Eucken 2
$\bar{\delta}$ (%)	23,87	18,30	26,35	20,44	20,85	18,58

Tabela 7 - Erro percentual absoluto médio associado às diferentes correlações do modelo fases separadas para o fluido frigorífero R12.

	Baroczy	Huq & Loth	Smith	Chisholm
$\bar{\delta}$ (%)	15,17	10,66	9,93	10,14

#### 4.1.2 Fluido frigorífero R134a

Na Figura 13 e Figura 14 encontram-se representadas as distribuições das pressões ao longo dos tubos capilares 8 e 3.

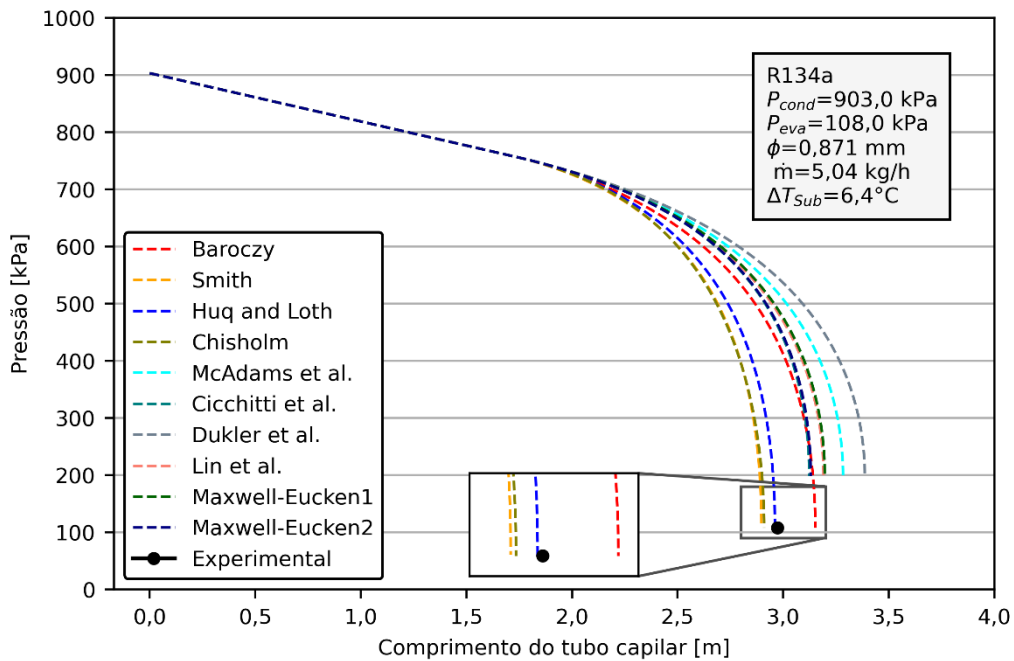


Figura 13 - Distribuição das pressões ao longo do tubo capilar 8 para o fluido frigorífero R134a.

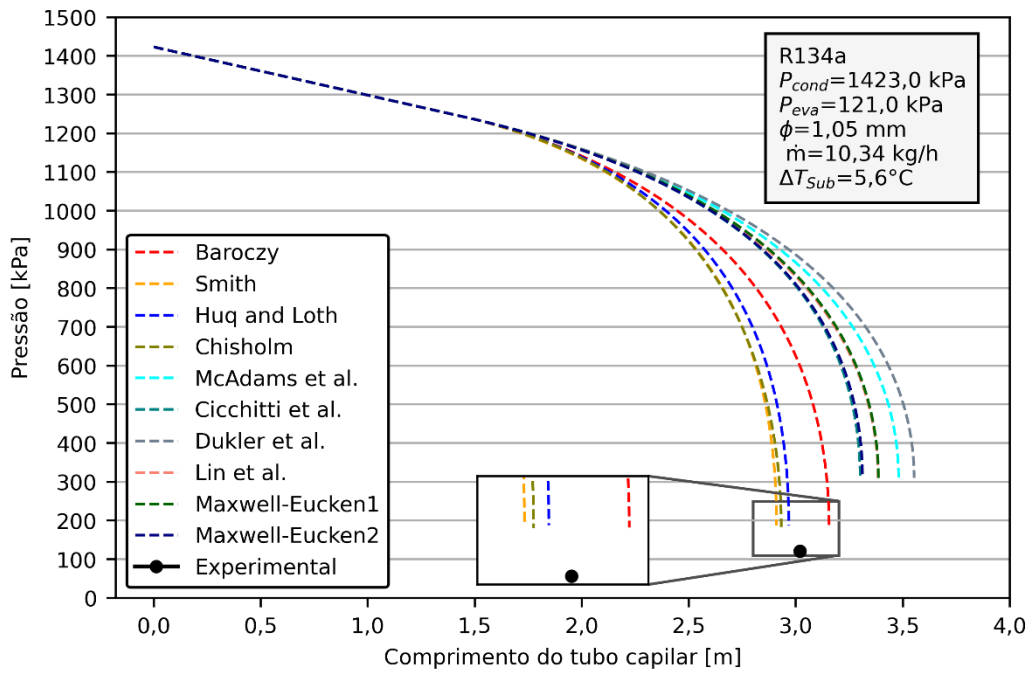


Figura 14 - Distribuição das pressões ao longo do tubo capilar 3 para o fluido frigorífero R134a.

Na Tabela 8 e Tabela 9 estão apresentados os erros percentuais absolutos médios associados dos 19 ensaios realizados através para fluido frigorífero R134a.

Tabela 8 - Erro percentual absoluto médio associado às diferentes correlações do modelo homogêneo para o fluido frigorífero R134a.

	McAdams <i>et al</i>	Cicchitti <i>et al</i>	Dukler <i>et al</i>	Lin <i>et al</i>	Maxwell-Eucken 1	Maxwell-Eucken 2
$\bar{\delta}$ (%)	12,96	10,38	14,77	11,29	11,45	10,49

Tabela 9 - Erro percentual absoluto médio associado às diferentes correlações do modelo fases separadas para o fluido frigorífero R134a.

	Baroczy	Huq & Loth	Smith	Chisholm
$\bar{\delta}$ (%)	10,30	9,66	10,14	9,98

### 4.1.3 Fluido refrigerante R600a

Na Figura 13 e Figura 14 encontram-se representadas as distribuições das pressões ao longo dos tubos capilares 1 e 4.

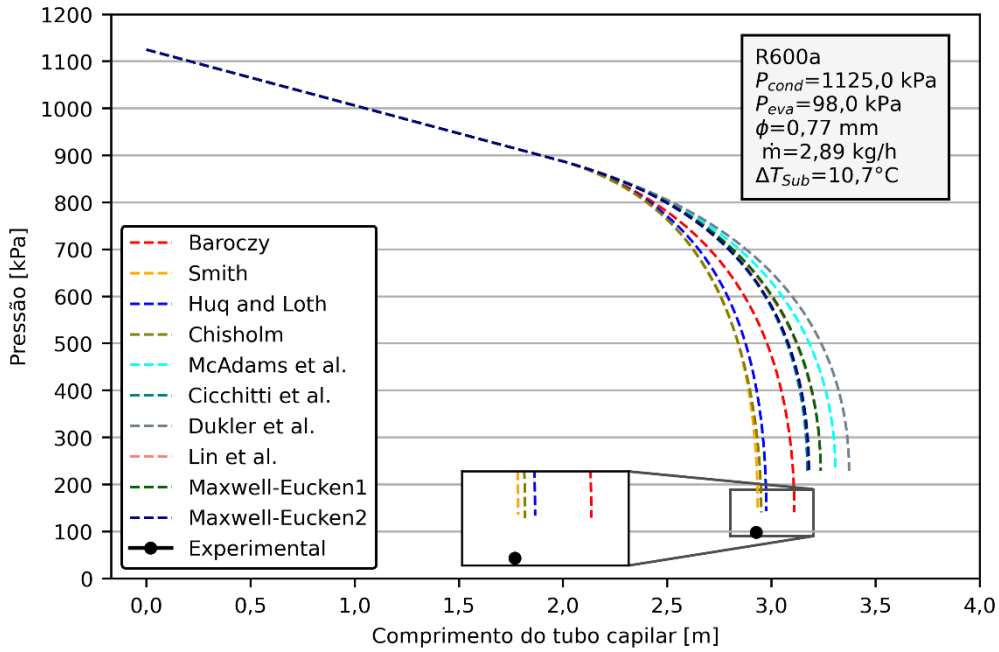


Figura 15 - Distribuição das pressões ao longo do tubo capilar 1 para o fluido refrigerante R600a.

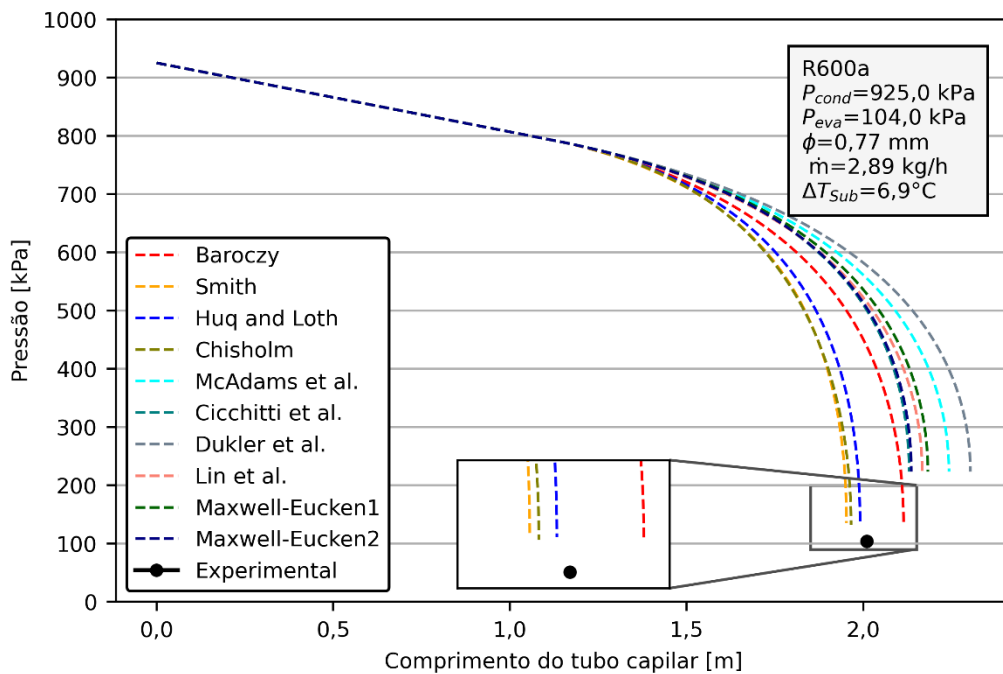


Figura 16 - Distribuição das pressões ao longo do tubo capilar 4 para o fluido refrigerante R600a.

Na Tabela 10 e Tabela 11 apresentam-se os erros percentuais absolutos médios associados dos 19 ensaios realizados através para fluido frigorigéneo R600a.

Tabela 10 - Erro percentual absoluto médio associado às diferentes correlações do modelo homogéneo para o fluido frigorigéneo R600a.

	<b>McAdams <i>et al</i></b>	<b>Cicchitti <i>et al</i></b>	<b>Dukler <i>et al</i></b>	<b>Lin <i>et al</i></b>	<b>Maxwell-Eucken 1</b>	<b>Maxwell-Eucken 2</b>
$\bar{\delta}$ (%)	10,69	10,34	11,29	10,71	10,52	10,37

Tabela 11 - Erro percentual absoluto médio associado às diferentes correlações do modelo fases separadas para o fluido frigorigéneo R600a.

	<b>Baroczy</b>	<b>Huq &amp; Loth</b>	<b>Smith</b>	<b>Chisholm</b>
$\bar{\delta}$ (%)	9,69	10,55	11,27	11,03

#### 4.1.4 Resultado geral

Os resultados gerais obtidos para todos os ensaios experimentais estão apresentados na Tabela 12 e Tabela 13, e através das quais se pode verificar que menores valores de erro são presenciados pelo modelo de fases separadas, sendo a correlação de Huq e Loth a que apresenta o menor erro percentual absoluto médio, com um valor de 10,29%. O valor máximo de erro percentual absoluto apresentada pela correlação de Huq e Loth foi de 25,64%.

Tabela 12 – Valores do erro relativo médio para as diferentes correlações do modelo homogéneo.

	<b>McAdams <i>et al</i></b>	<b>Cicchitti <i>et al</i></b>	<b>Dukler <i>et al</i></b>	<b>Lin <i>et al</i></b>	<b>Maxwell-Eucken 1</b>	<b>Maxwell-Eucken 2</b>
$\bar{\delta}$ (%)	15,84	13,01	17,47	14,15	14,28	13,15

Tabela 13 - Valores do erro relativo médio para as diferentes correlações do modelo fases separadas.

	<b>Baroczy</b>	<b>Huq &amp; Loth</b>	<b>Smith</b>	<b>Chisholm</b>
$\bar{\delta}$ (%)	11,72	10,29	10,44	10,38

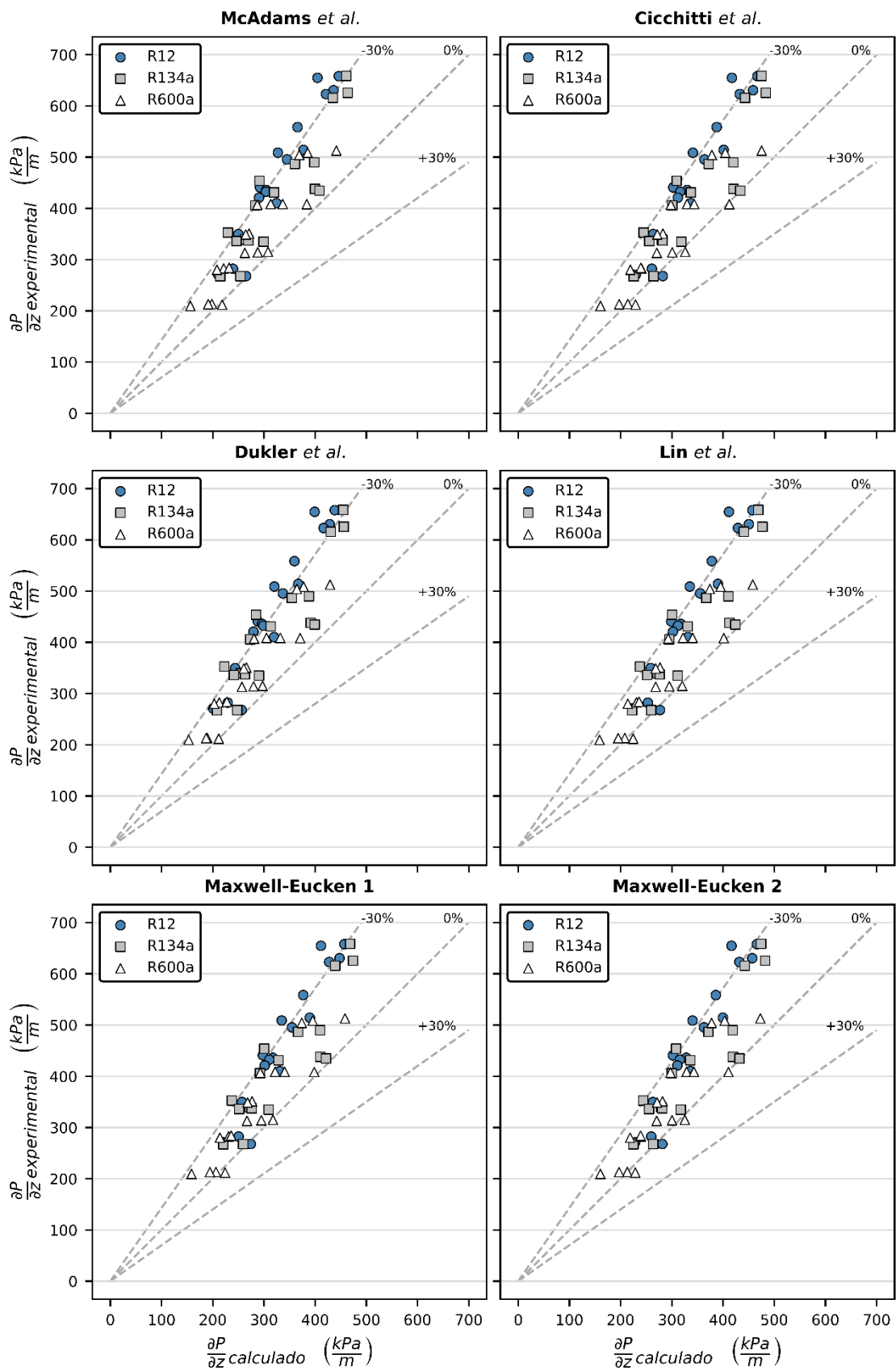


Figura 17 – Gradiente de pressão calculado versus experimental para o modelo homogêneo.

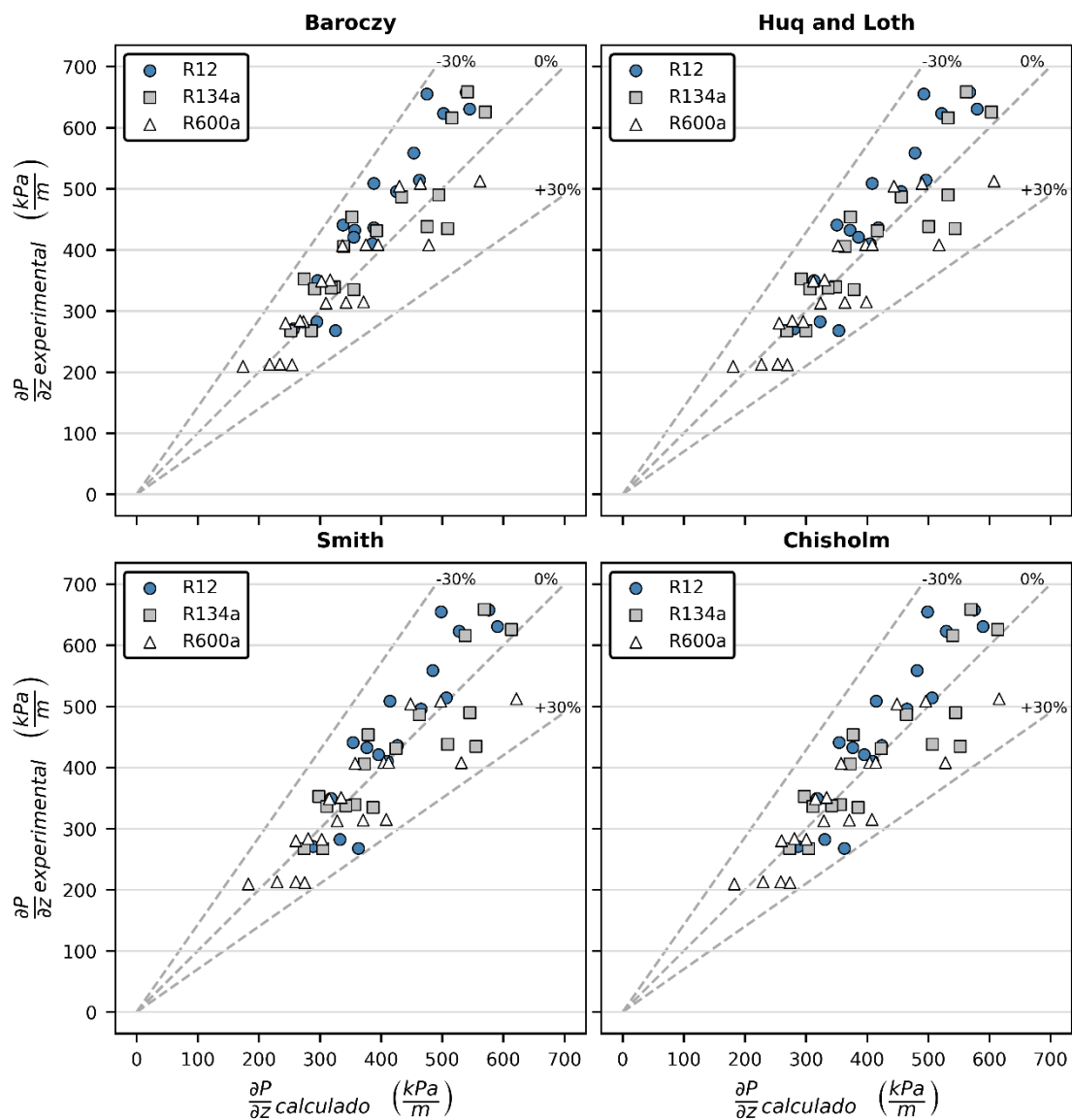


Figura 18 - Gradiente de pressão calculado versus experimental para o modelo fases separadas.

Na Figura 17 e Figura 18 apresenta-se graficamente a comparação entre o gradiente de pressão experimental e o calculado. É realizada a comparação do gradiente de pressão em vez de o comprimento de tubo capilar, de forma, a representar melhor os efeitos dos erros associados à pressão final para cada um dos modelos. No entanto, depreende-se que esta comparação também não seja totalmente válida, dado que, a perda de carga não é linear ao longo do comprimento de tubo capilar. Como se pode verificar, os valores calculados através do modelo homogéneo dispersam-se mais que os obtidos através do modelo de fases separadas, em relação aos valores experimentais.

Dada a dificuldade em representar ambos os erros em simultâneo, e conforme foi dito anteriormente, foram apenas determinados os valores dos erros em relação ao comprimento de tubo capilar, considerando que o valor a pressão final seria a de

evaporação. Verificou-se, no entanto, que o modelo de fases separadas para além de reproduzir menores valores de erro percentual absoluto médio de comprimento de tubo capilar, este também apresenta os valores de pressão final mais próximos da pressão de evaporação e, desta forma, pode-se afirmar que a modelização do escoamento através do modelo de fases separadas representa melhor o escoamento no interior de tubos capilares, em relação ao modelo homogéneo.

Na Figura 19 apresenta-se a comparação entre o gradiente de pressão experimental e o calculado através correlação proposta, equação (3.68). Neste caso não existem erros associados à pressão final obtida, visto que esta é igual à pressão de evaporação, no entanto, manteve-se a mesma representação gráfica.

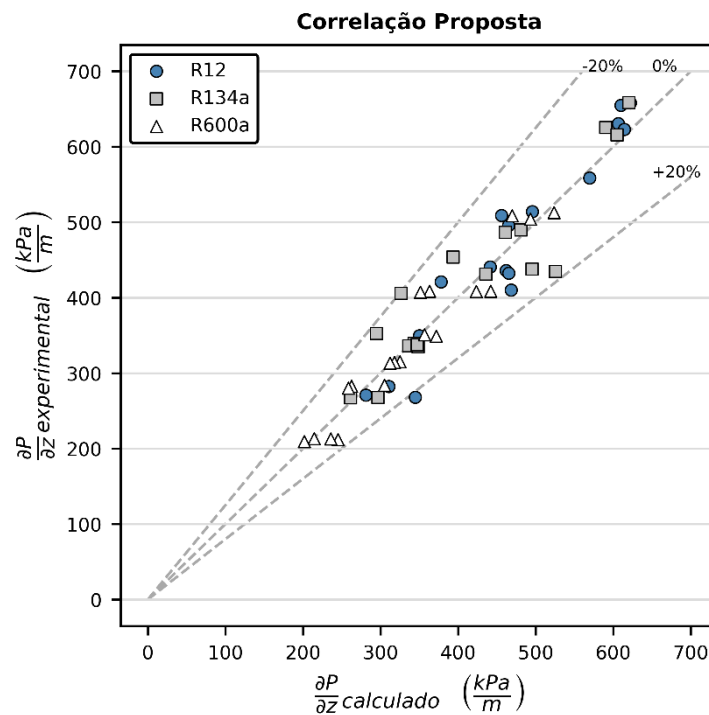


Figura 19 - Gradiente de pressão calculado versus experimental para a correlação proposta.

O erro percentual absoluto médio apresentado pela correlação proposta encontra-se presente na Tabela 14. Em relação aos modelos analíticos, a correlação proposta é a que apresenta menores erros, no entanto, é necessário ter em consideração que esta correlação foi ajustada aos ensaios experimentais ao qual está a ser comparada e, por este motivo, não é possível fornecer garantias de uma elevada eficiência na utilização, por exemplo, de um fluido frigorigéneo diferente.

Tabela 14 - Valores do erro percentual absoluto médio para o do modelo empírico proposto.

Correlação Proposta	
$\bar{\delta}$ (%)	6,82

## 4.2 Resultados computacionais

### 4.2.1 Escoamento crítico

Através da equação da conservação de quantidade de movimento verifica-se que na região bifásica do escoamento o gradiente de pressão é influenciado pela perda de carga e pela aceleração convectiva. Na Figura 20 está representado a influência da perda de carga e aceleração convectiva para o gradiente de pressão, com a evolução do título termodinâmico, para um dos casos experimentais em estudo, e foi obtido através do modelo de fases separadas.

Pode-se verificar que na presença de valores de título termodinâmico  $x < 0,25$  a maior parte do gradiente de pressão ocorre devido há fricção do fluido frigorífero com as paredes sólidas do tubo capilar. No entanto, a influência da aceleração convectiva aumenta rapidamente com a evolução do título termodinâmico, e para valores de  $x > 0,32$  esta passa a ser a que apresenta um maior peso para o gradiente de pressão. Nos valores finais de título termodinâmico o gradiente de pressão já pouco é influenciado pela fricção do fluido frigorífero com as paredes sólidas do tubo capilar.

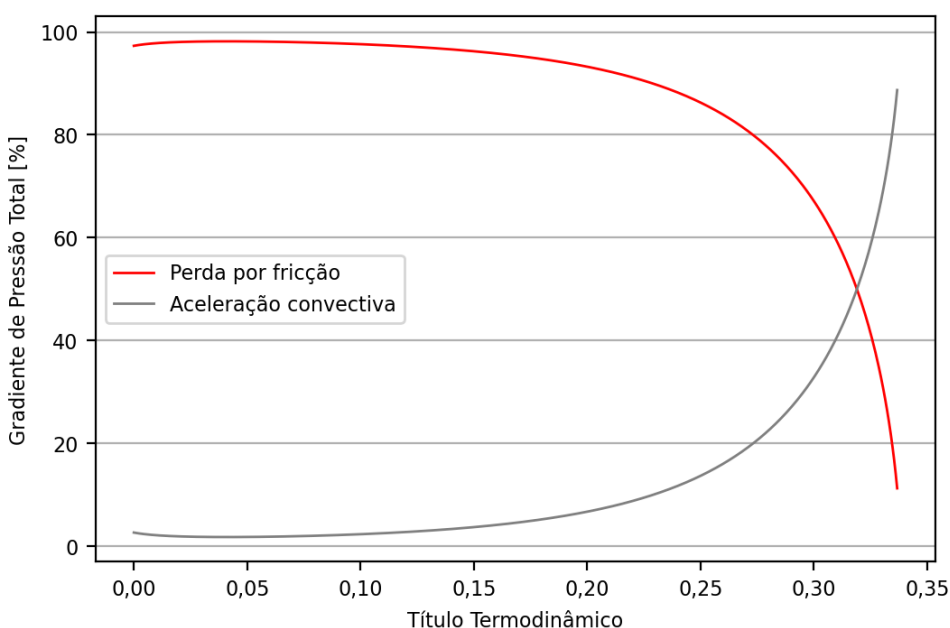


Figura 20 – Efeito da perda de carga e aceleração convectiva no gradiente de pressão total.

O modelo de fases separadas e o modelo homogêneo apresentam diferentes formulações físicas em relação à modelização do escoamento. Através dos resultados obtidos, verificou-se que o modelo de homogêneo prevê a ocorrência da condição crítica do escoamento,  $\Delta P/\Delta L < 0$ , a uma pressão superior à do modelo de fases separadas.

Na formulação do modelo homogéneo é considerado que ambas as fases fluem à mesma velocidade, enquanto no modelo de fases separadas as fases possuem velocidades diferentes, sendo a velocidade da fase de vapor significativamente superior à da fase líquida. Esta é a principal diferença entre os modelos analíticos em estudo e o motivo para o qual o modelo homogéneo prevê a ocorrência da condição crítica do escoamento a uma pressão superior à do modelo de fases separadas.

De forma a exemplificar melhor o que fora sobredito, relembrar-se aqui a equação da conservação de quantidade de movimento em que se considera que o gradiente de pressão apenas é influenciado pela aceleração do escoamento,

$$-\frac{\partial P}{\partial z} - u_z \frac{\partial(\rho u_z)}{\partial z} = 0. \quad (4.3)$$

Derivando a equação anterior, respetivamente, com base na formulação modelo homogéneo e modelo de fases separadas, tem-se que,

$$(P_i - P_{i+1}) - \frac{\dot{m}}{A} (V_{mis_{i+1}} - V_{mis_i}) = 0, \quad (4.4)$$

$$(P_i - P_{i+1}) - \frac{\dot{m}}{A} \left[ x(V_{g_{i+1}} - V_{g_i}) + (1-x)(V_{l_{i+1}} - V_{l_i}) \right] = 0. \quad (4.5)$$

As expressões anteriores representam o numerador das equações (3.36) e (3.54), em que, através das quais é obtido a variação de comprimento de tubo capilar para cada volume de controlo.

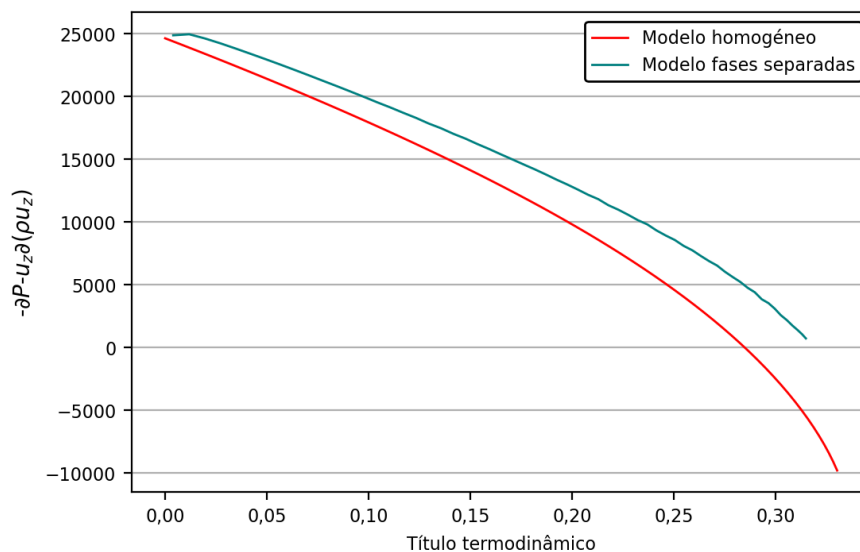


Figura 21 – Diferença entre o gradiente de pressão pela aceleração convectiva do escoamento para ambos os modelos analíticos.

Na Figura 21 representa-se graficamente as equações (4.4) e (4.5) em função do título termodinâmico, para um dos casos do estudo experimental. Verifica-se que, a certo momento a diferença entre o gradiente da pressão pela aceleração convectiva dá origem a valores negativos, o que representaria ganhos de pressão com a evolução do título termodinâmico, e que seria fisicamente impossível. Tal deve-se ao facto de o modelo homogéneo considerar que ambas as fases fluem à mesma velocidade, o que implica que mais pressão seja necessária para acelerar o escoamento.

#### 4.2.2 Variação das condições de entrada

Através da equação da perda de carga, (3.13), pode-se verificar que a queda de pressão é inversamente proporcional ao diâmetro do tubo, ou seja, tubos de maior diâmetro apresentam perdas de cargas menores. Na Figura 22 é apresentado o resultado de duas simulações realizadas para a obtenção do comprimento de tubos capilares, em que se variou apenas o diâmetro de tubo capilar.

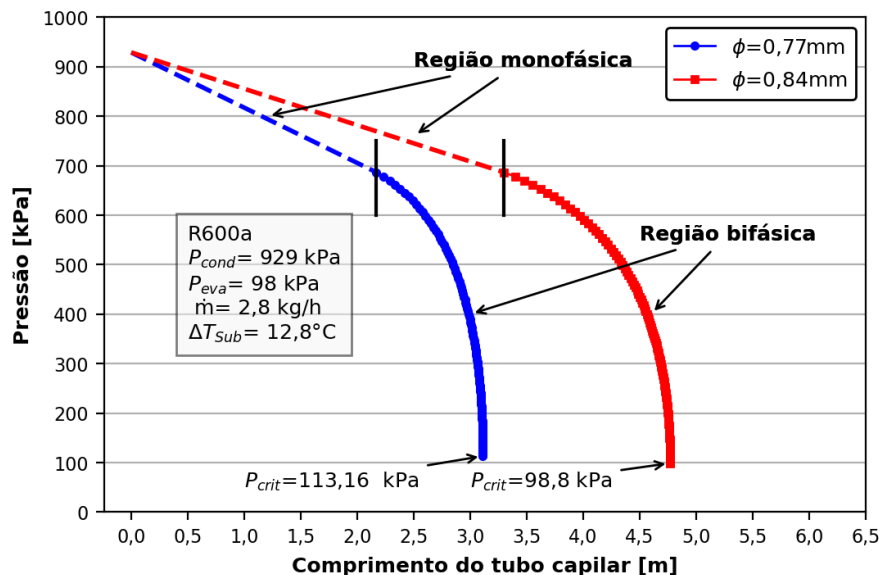


Figura 22 - Efeitos do diâmetro do tubo no comprimento do tubo capilar.

Verifica-se que, o tubo capilar de menor diâmetro necessita de um menor comprimento para satisfazer a queda de pressão desejada. Para além disso, para um dado caudal mássico, tubos de diâmetro mais reduzido provocam também um aumento da velocidade do escoamento, levando assim a uma maior redução da pressão, visto que a perda de carga é diretamente proporcional ao quadrado da velocidade.

É ainda possível verificar na Figura 22 que a pressão crítica foi atingida a uma pressão superior para o tubo de diâmetro mais reduzido, o que seria de esperar devido ao aumento da velocidade do escoamento.

Na Figura 23 apresenta-se os resultados da simulação de dimensionamento comprimento de tubo capilar em que apenas se variou o caudal mássico. Conforme foi

referido anteriormente, quanto maior for o caudal mássico, menor será o comprimento de tubo capilar necessário para a obtenção da perda de carga desejada, devido ao aumento da velocidade do escoamento. Verifica-se novamente que, a condição crítica do escoamento é atingida a pressão superior para caudais mais elevados.

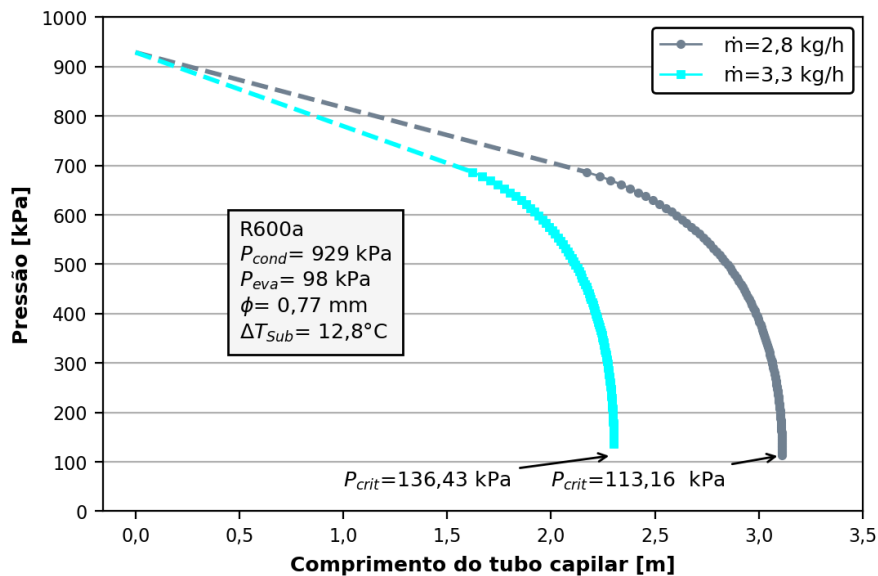


Figura 23 - Efeitos do caudal mássico no comprimento do tubo capilar.

Na Figura 24 encontra-se representado os resultados de duas simulações efetuadas para dois tubos capilar, um rugoso e um outro liso. Tal como esperado, o tubo rugoso necessita de um menor comprimento para satisfazer a perda de carga desejada, e verifica-se que em ambos os tubos, a pressão crítica mantém-se igual.

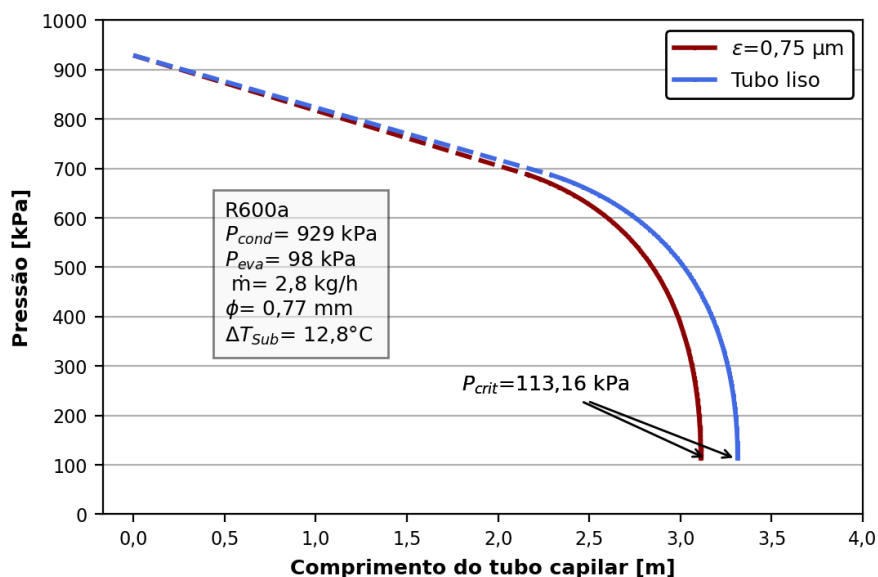


Figura 24 - Efeitos da rugosidade no comprimento do tubo capilar.

A Figura 25 apresenta os resultados obtidos para duas simulações em que apenas se variou a pressão de condensação. Quanto mais elevada a pressão de condensação, maior é o gradiente de pressão necessário para satisfazer as condições do sistema e, por sua vez, maior será o comprimento do tubo capilar. Verifica-se ainda que, para o tubo capilar com uma pressão de condensação maior, a condição crítica é atingida a uma pressão superior, devido também à vaporização do fluido frigorígeno ter-se iniciado a uma pressão superior.

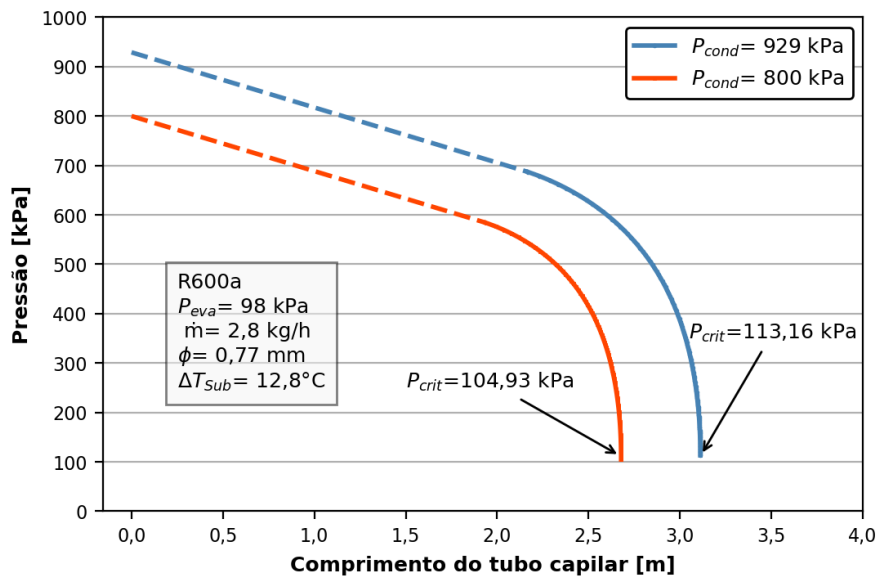


Figura 25 - Efeitos da pressão de condensação no comprimento do tubo capilar.

Na Figura 26 apresenta-se os resultados de duas simulações efetuadas para a obtenção do comprimento de tubo capilar, em que apenas se variou o grau de subarrefecimento.

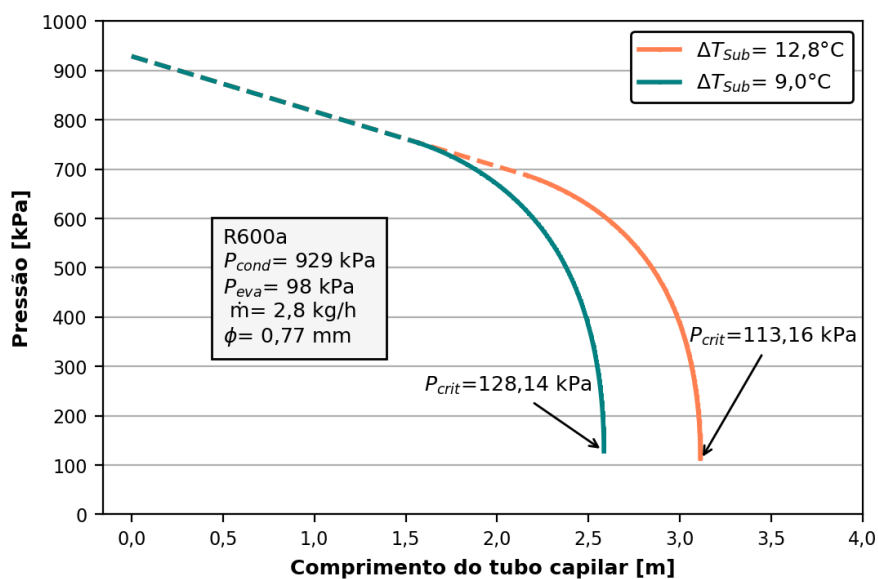


Figura 26 - Efeitos do grau de subarrefecimento no comprimento do tubo capilar.

Verifica-se que o aumento do grau de subarrefecimento provoca um aumento do comprimento da região monofásica, e que por sua vez resultará num aumento do comprimento total de tubo capilar. A condição crítica do escoamento é obtida a uma pressão superior para o tubo capilar com grau de subarrefecimento menor, dado que, a vaporização do fluido frigorífero inicia-se também a uma pressão superior.

### 4.3 Programa computacional

O dimensionamento de tubos capilares através de modelos analíticos pode-se tornar trabalhoso, principalmente através do modelo de fases separadas em que a sua resolução é realizada através de um maior número de equações. A presença de correlações empíricas proporciona um método eficiente e simples de dimensionamento de tubos capilares, no entanto, não é possível garantir bons resultados na presença, por exemplo, de fluidos frigoríferos para além dos ensaiados experimentalmente.

Dimensionamento de tubos capilares

Ficheiro Opções

**isep** Instituto Superior de Engenharia do Porto

Fluido Frigorífero R12

Diâmetro [mm] 0,84

Rugosidade [µm] 0,59

Pressão Condensação [kPa] 1419

Pressão Evaporação [kPa] 99

Grau de Subarrefecimento [°C] 3,7

Caudal Mássico [kg/h] 5,45

Adicionar

Comprimento de tubo capilar [m] 3,0199089711326743

Orientador: Leonardo Ribeiro Instituto Superior de Engenharia do Porto  
Co-orientador: Joaquim Monteiro Departamento de Engenharia Mecânica  
Desenvolvido por: José Cabral

Figura 27 – Janela principal do programa de dimensionamento de tubos capilares.

Desta forma, é desenvolvido um programa computacional para o dimensionamento de tubos capilares. O programa contém o algoritmo das fases separadas e a correlação de Huq e Loth, dado que os melhores resultados foram obtidos através destes. Como é um modelo analítico, baseado nas equações fundamentais de um escoamento, este pode ser utilizado para qualquer condição inicial e fluido frigorífero azeotrópico.

O programa contém uma estrutura bastante simples, como se pode verificar na Figura 27. Ao adicionar os dados de entrada obtém-se o valor de comprimento de tubo capilar, e numa janela externa apresenta-se a graficamente a distribuição de pressão e temperatura ao longo do tubo capilar, tal como se pode verificar na Figura 28.

Figure 1

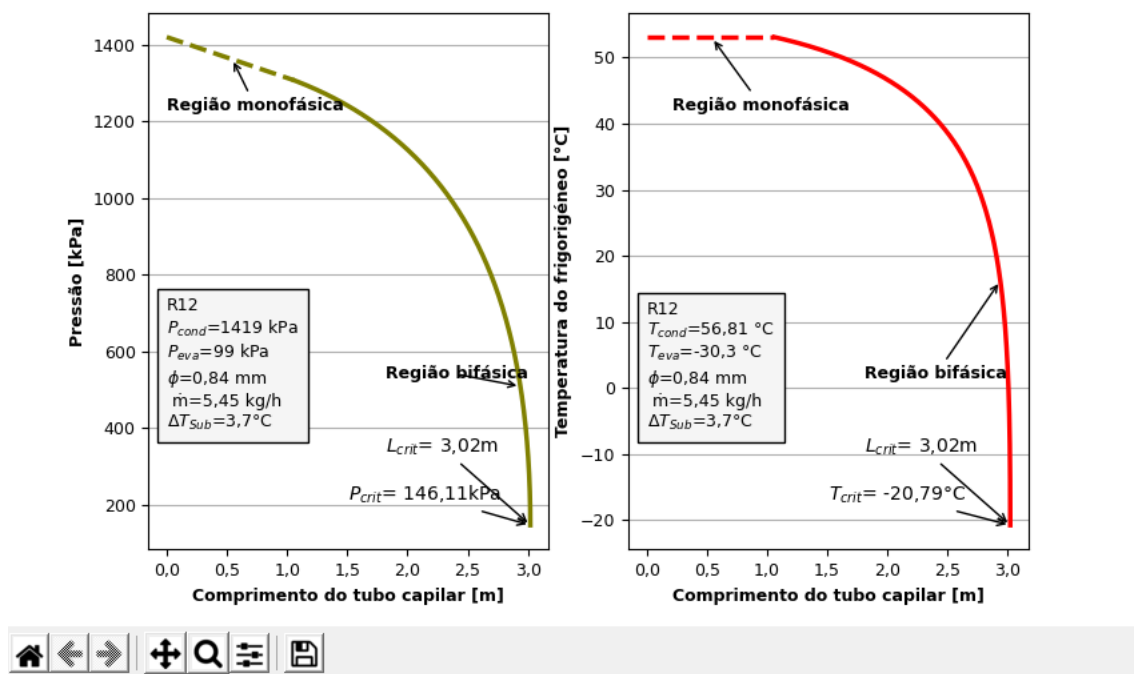


Figura 28 – Dado de saída após simulação do dimensionamento de um tubo capilar.

# CONCLUSÕES

**5.1 Conclusões**

**5.2 Proposta de trabalhos futuros**



## 5 CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

### 5.1 Conclusões

No presente trabalho apresenta-se um estudo do escoamento no interior de tubos capilares, frequentemente utilizados como dispositivos de expansão em pequenos sistemas de refrigeração, tal como frigoríficos e desumidificadores. O objetivo do trabalho é estabelecer um modelo numérico eficiente para o dimensionamento de tubos capilares, e para tal são estudados métodos de dimensionamento analítico e empírico. O dimensionamento analítico de tubos capilares é realizado assumindo-se que a expansão é adiabática, escoamento estacionário, totalmente desenvolvido e unidimensional, o tubo capilar é reto e de secção uniforme, e despreza-se a possível ocorrência de regiões metaestáveis.

No interior de um tubo capilar, o escoamento é dividido em duas regiões distintas: monofásica e bifásica. Na região monofásica o escoamento é incompressível, o fluido frigorígeno encontra-se somente na fase líquida, e nesta região a modelização do escoamento é realizada através de uma equação diferencial. A região bifásica inicia-se pela vaporização do fluido frigorígeno, e nesta região o fluido encontra-se na fase líquida e de vapor. As propriedades do fluido frigorígeno alteram-se continuamente ao longo do tubo capilar devido à redução da pressão, pelo que, na região bifásica a modelização do escoamento é realizada por um conjunto de três equações diferenciais.

Os resultados obtidos para cada modelo e correlação são comparados com resultados experimentais presentes na literatura, e após uma análise a todos os ensaios experimentais concluiu-se que a modelização do escoamento através do modelo de fases separadas apresenta, para todas as correlações em estudo, maior concordância com os resultados experimentais, comparativamente ao modelo homogéneo. A correlação para a fração de vazio que apresentou um menor erro percentual absoluto médio foi a de Huq e Loth, com um valor de 10,29%, e um valor máximo de erro percentual absoluto de 25,64%.

Através dos ensaios experimentais é ainda realizado um modelo de dimensionamento empírico. A base da correlação foi obtida através de análise dimensional, relacionando os parâmetros que se considerou que mais influência exercem sobre o comprimento de tubo capilar, e esta foi ajustada aos dados experimentais através de regressão múltipla linear. Em relação aos modelos analíticos, a correlação empírica apresentou uma melhor concordância com os resultados experimentais, com um valor de erro percentual absoluto médio de 6,82%.

Dado que o dimensionamento analítico de tubos capilares pode-se tornar um pouco trabalhoso, sobretudo o modelo de fases separadas, é realizado um programa computacional com uma estrutura bastante simples, de forma a facilitar o uso de qualquer interessado. O programa contém o algoritmo do modelo de fases separadas e a correlação para a fração de vazão de Huq e Loth.

## 5.2 Proposta de trabalhos futuros

Relativamente a trabalhos futuros, algumas propostas são aqui apresentadas:

- Dimensionamento de tubos capilares a fluidos frigorigéneos constituídos por mais que um gás, zeotrópicos;
- Estudo de um escoamento a tubos capilares sujeitos a fluxos de calor externos;
- Simulação do escoamento no interior de um tubo capilar em CFD (*Computational Fluid Dynamics*).

# BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

## 6.1 Bibliografia



## 6 BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

### 6.1 Bibliografia

- [1] W. F. Stoecker and W. N. Jones, "Refrigeration and Air Conditioning. The McGraw-Hill," *Inc. New York*, 1982.
- [2] M. Schulz and D. Kourkoulas, "Regulation (EU) No 517/2014 of The European Parliament and of the council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006," *Off. J. Eur. Union*, vol. 2014, no. 517, p. L150, 2014.
- [3] C. Melo, R. T. S. Ferreira, C. B. Neto, J. M. Gonçalves, and M. M. Mezavila, "Experimental analysis of adiabatic capillary tubes," *Appl. Therm. Eng.*, 1999, doi: 10.1016/S1359-4311(98)00062-3.
- [4] O. Shoham, "Mechanistic Modeling of Gas-Liquid Two-Phase Flow in Pipes," *Soc. Pet. Eng.*, p. 2006, 2006.
- [5] R. Saurel, P. Boivin, and O. Le Métayer, "A general formulation for cavitating, boiling and evaporating flows," *Comput. Fluids*, 2016, doi: 10.1016/j.compfluid.2016.01.004.
- [6] C. Y. Park and P. S. Hrnjak, "CO<sub>2</sub> and R410A flow boiling heat transfer, pressure drop, and flow pattern at low temperatures in a horizontal smooth tube," *Int. J. Refrig.*, 2007, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2006.08.007.
- [7] L. Lorbek, A. Kuhelj, M. Dular, and A. Kitanovski, "Two-phase flow patterns in adiabatic refrigerant flow through capillary tubes," *Int. J. Refrig.*, 2020, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2020.02.030.
- [8] F. A. S. Fiorelli, C. A. S. Silva, and A. A. S. Huerta, "Metastable flow of R-410A in capillary tubes," *Appl. Therm. Eng.*, 2013, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.09.037.
- [9] L. Gao, H. Eguchi, Y. Tataru, S. Takakushi, and T. Honda, "Effects of boiling hysteresis on metastable two-phase flow of refrigerant in a straight adiabatic capillary tube," 2015, doi: 10.18462/iir.icr.2015.0697.
- [10] A. A. Silva Huerta, F. A. Sanzovo Fiorelli, and O. de Mattos Silveiras, "Metastable flow in capillary tubes: An experimental evaluation," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 2007, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2006.10.002.
- [11] P. K. Bansal and G. Wang, "Numerical analysis of choked refrigerant flow in adiabatic capillary tubes," *Appl. Therm. Eng.*, 2004, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2003.10.010.
- [12] Y. A. Cengel and J. M. Cimbala, *Fluid Mechanics: Fundamentals and*

- Applications*. 2014.
- [13] S. D. Deodhar, H. B. Kothadia, K. N. Iyer, and S. V Prabhu, "Experimental and numerical studies of choked flow through adiabatic and diabatic capillary tubes," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 90, pp. 879–894, 2015.
- [14] F. M. White, *Fluid Mechanics*, 7th Edition. 2011.
- [15] P. K. Swamee and A. K. Jain, "EXPLICIT EQUATIONS FOR PIPE-FLOW PROBLEMS," *ASCE J Hydraul Div*, 1976.
- [16] A. Cicchitti, C. Lombardi, M. Silvestri, G. Soldaini, and R. Zavalluilli, "Two-phase cooling experiments-pressure drop, heat transfer and burnout measurements," *JACC Cardiovasc. Interv.*, 1960.
- [17] W. H. McAdams, W. k. Woods, and L. C. Heroman, "Vaporization inside horizontal tubes – II: Benzene–oil mixture, Trans.," *Ind. Eng. Chem.*, 1942.
- [18] A. . E. Dukler, M. Wicks III, and R. G. Cleveland, "Frictional pressure drop in two-phase flow," *AIChE J.*, 1964.
- [19] S. Lin, C. C. K. Kwok, R. Y. Li, Z. H. Chen, and Z. Y. Chen, "Local frictional pressure drop during vaporization of R-12 through capillary tubes," *Int. J. Multiph. Flow*, vol. 17, no. 1, pp. 95–102, 1991, doi: 10.1016/0301-9322(91)90072-B.
- [20] Z. Hashin and S. Shtrikman, "A Variational approach to the theory of the effective magnetic permeability of multiphase materials," *J. Appl. Phys.*, 1962, doi: 10.1063/1.1728579.
- [21] A. J. Ghajar and S. M. Bhagwat, "Effect of void fraction and two-phase dynamic viscosity models on prediction of hydrostatic and frictional pressure drop in vertical upward gas-liquid two-phase flow," *Heat Transf. Eng.*, 2013, doi: 10.1080/01457632.2013.763541.
- [22] S. Koyama, J. Lee, and R. Yonemoto, "An investigation on void fraction of vapor-liquid two-phase flow for smooth and microfin tubes with R134a at adiabatic condition," *Int. J. Multiph. Flow*, 2004, doi: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2003.10.009.
- [23] Y. Xu and X. Fang, "Correlations of void fraction for two-phase refrigerant flow in pipes," *Appl. Therm. Eng.*, 2014, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2013.12.032.
- [24] SMITH SL, "Void fractions in two- phase flow. A correlation based upon an equal velocity head model," 1969, doi: 10.1243/pime\_proc\_1969\_184\_051\_02.
- [25] R. Huq and J. L. Loth, "Analytical two-phase flow void prediction method," 1992, doi: 10.2514/3.329.
- [26] D. Chisholm, "Pressure gradients due to friction during the flow of evaporating two-phase mixtures in smooth tubes and channels," *Int. J. Heat Mass Transf.*, 1973, doi: 10.1016/0017-9310(73)90063-X.
- [27] C. J. Baroczy, "A SYSTEMATIC CORRELATION FOR TWO-PHASE PRESSURE DROP," 1966.

- 
- [28] J. H. Ferziger, M. Perić, and R. L. Street, *Computational methods for fluid dynamics*, vol. 3. Springer, 2002.
- [29] S. C. Chapra and R. P. Canale, *Numerical methods for engineers*. Boston: McGraw-Hill Higher Education, 2010.
- [30] D.A. Wolf; R.R. Bittle; M.B. Pate, "Adiabatic capillary tube performance with alternative refrigerants," *ASHRAE Res. Proj. RP-762*, 1995.
- [31] R. R. Bittle, D. A. Wolf, and M. B. Pate, "A generalized performance prediction method for adiabatic capillary tubes," *Hvac&R Res.*, vol. 4, no. 1, pp. 27–44, 1998.
- [32] D. C. Montgomery, E. A. Peck, and G. G. Vining, *Introduction to linear regression analysis*. John Wiley & Sons, 2021.



# ANEXOS

- 7.1 Código computacional**
  - 7.1.1 Programa computacional**
  - 7.1.2 Código computacional para todos os modelos**
- 7.2 Resultados obtidos**



## 7 ANEXOS

### 7.1 Código computacional

#### 7.1.1 Programa computacional

Apresenta-se aqui o código computacional, escrito em *Python*, que reproduzirá o programa computacional semelhante ao desenvolvido neste trabalho. A execução deste código não reproduzirá o logótipo do ISEP, contrariamente ao apresentado na Figura 27.

```

import CoolProp.CoolProp as CP
import numpy
import matplotlib
matplotlib.use('TkAgg')
import matplotlib.pyplot as plt
import locale
import tkinter as tk
from tkinter import ttk

from tkinter.messagebox import showinfo
from tkinter.ttk import Combobox

locale.setlocale(locale.LC_NUMERIC, "de_DE")
plt.rcParams['axes.formatter.use_locale'] = True

class JanelaPrincipal:
    def __init__(self, win):
        self.frigorigeneo = ("R134A", "R600A", "R410A", "R12", "R32")
        self.diametro = ("0,80", "1,00", "1,25", "1,50", "2,00")
        self.lbl1=tk.Label(win, text='Fluido Frigorigéneo')
        self.lbl2=tk.Label(win, text='Diâmetro [mm]')
        self.lbl3=tk.Label(win, text='Rugosidade [\u03BCm]')
        self.lbl4=tk.Label(win, text='Pressão Condensação [kPa]')
        self.lbl5=tk.Label(win, text='Pressão Evaporação [kPa]')
        self.lbl6=tk.Label(win, text='Grau de Subarrefecimento [°C]')
        self.lbl7=tk.Label(win, text='Caudal Mássico [kg/h]')
        self.lbl8=tk.Label(win, text='Comprimento de tubo capilar [m]')
        self.lbl9=tk.Label(win, text="Orientador: Leonardo Ribeiro")

        self.lbl10=tk.Label(win, text="Co-orientador: Joaquim Monteiro")
        self.lbl11=tk.Label(win, text="Desenvolvido por: José Cabral")
        self.lbl12=tk.Label(win, text="Departamento de Engenharia Mecânica")
        self.lbl13=tk.Label(win, text="Instituto Superior de Engenharia do Porto")

        self.t1 = Combobox(win, values=self.frigorigeneo, width=17)
        self.t2 = Combobox(win, values=self.diametro, width=17)
        self.t3=tk.Entry()
        self.t4=tk.Entry()
        self.t5=tk.Entry()
        self.t6=tk.Entry()
        self.t7=tk.Entry()
        self.t8=tk.Entry()

        self.lbl1.place(x=100, y=120)
        self.t1.place(x=300, y=120)
        self.lbl2.place(x=100, y=160)
        self.t2.place(x=300, y=160)
        self.lbl3.place(x=100, y=200)
        self.t3.place(x=300, y=200)
        self.lbl4.place(x=100, y=240)
        self.t4.place(x=300, y=240)
        self.lbl5.place(x=100, y=280)
        self.t5.place(x=300, y=280)
        self.lbl6.place(x=100, y=320)
        self.t6.place(x=300, y=320)

```

```

self.lbl7.place(x=100, y=360)
self.t7.place(x=300, y=360)
self.lbl13.place(x=400, y=540)
self.lbl12.place(x=400, y=570)
self.lbl9.place(x=100, y=540)
self.lbl10.place(x=100, y=570)
self.lbl11.place(x=100, y=600)
self.b1=tk.Button(win, text='Adicionar',
command=self.add)
self.b1.place(x=330, y=400)
self.lbl8.place(x=100, y=450)
self.t8.place(x=300, y=450)
def add(self):
    self.t8.delete(0, 'end')
    Frigorigéneo=self.t1.get()
    diametro=(self.t2.get())
    rugosidade=(self.t3.get())
    Pcondensação=(self.t4.get())
    Pevaporação=(self.t5.get())
    subarrefecimento=(self.t6.get())
    Caudalmassico=(self.t7.get())
    d=float(diametro.replace(',','.'))
    epsilon=(float(rugosidade.replace(',','.'))*1E-6)
    Pcond=float(Pcondensação.replace(',','.'))*1E3
    Peva=float(Pevaporação.replace(',','.'))*1E3
    sub=float(subarrefecimento.replace(',','.'))
    CaudalMassico=float(Caudalmassico.replace(',','.'))
    A=(d/1000)**2*numpy.pi/4
    RugosidadeRelativa=(epsilon/(d/1000))
    CaudalMássico=CaudalMassico/3600
    Tc=CP.PropsSI('T', 'P', (Pcond), 'Q', 0, (Frigorigéneo))-
273.15
    Te=CP.PropsSI('T', 'P', (Peva), 'Q', 0, (Frigorigéneo))-
273.15
    Tent=(Tc-sub)
    Pl=CP.PropsSI('P', 'T', (Tent)+273.15, 'Q', 0,
(Frigorigéneo))
    viscmmono=CP.PropsSI('V', 'T', (Tent)+273.15, 'Q', 0,
(Frigorigéneo))
    hent=CP.PropsSI('H', 'T', ((Tent)+273.15), 'Q', 0,
(Frigorigéneo))
    rhomono=CP.PropsSI('D', 'T', ((Tent)+273.15), 'Q', 0,
(Frigorigéneo))
    Vmono=(CaudalMássico)/(A*rhomono)
    Remono=(Vmono*rhomono*d/1000)/viscmmono

fmono=0.25/((numpy.log10(RugosidadeRelativa/3.7+5.74/
Remono**0.9))**2)

hlossbfmono=fmono*Vmono**2*rhomono/(2*d/1000)
Lmono=(Pcond-Pl)/hlossbfmono
dT=0.1
Ti=Tent
Ts=CP.PropsSI('T', 'P', (Peva), 'Q', 1, (Frigorigéneo))-
273.15
T=numpy.arange(Ti, Ts, -dT)
termo3=(hent+0.5*Vmono**2)
xi=[]
for i in T[1:]:
    Pbf=CP.PropsSI("P","T",numpy.array(i)+273.15,"Q",0,(Frigori
géneo))
    hL=CP.PropsSI("H","T",numpy.array(i)+273.15,"Q",0,(Frigori
géneo))
    hG=CP.PropsSI("H","T",numpy.array(i)+273.15,"Q",1,(Frigori
géneo))
    rhoL=CP.PropsSI("D","T",numpy.array(i)+273.15,"Q",0,(Frigi
orígéneo))
    rhoG=CP.PropsSI("D","T",numpy.array(i)+273.15,"Q",1,(Frigi
orígéneo))
    viscL=CP.PropsSI("V","T",numpy.array(i)+273.15,"Q",0,(Frigi
orígéneo))
    viscG=CP.PropsSI("V","T",numpy.array(i)+273.15,"Q",1,(Frigi
orígéneo))
    volL=1/rhoL
    volG=1/rhoG
    def aproxi_derivada_taylor(f, x, h=.00001):
        return (f(x+h) - f(x-h)) / (h*2)
    def newton_raphson(f, x, tolerancia=.0000001):
        while abs(f(x)) > tolerancia:
            df = aproxi_derivada_taylor(f, x)
            x = x - f(x)/df
        return x
    f = lambda x: ((1-x)*hL+x*hG)+(0.5*(CaudalMássico/A)**2)*((x*volG/(1-
(2*(1-x)**2)/(1-2*x+(1+4*x*(1-x))*((rhoL/rhoG)-
1)**0.5))**2+((1-x)*volL/(1-(1-(2*(1-x)**2)/(1-
2*x+(1+4*x*(1-x))*((rhoL/rhoG)-1)**0.5))**2)-termo3
    xH= newton_raphson(f, 0.01)
    xi.append(xH)

```

```

xH=numpy.array(xi)
xH=numpy.insert(xH,0,0)

Pbf=CP.PropsSI("P","T",numpy.array(T)+273.15,"Q",0,(Frigorigéneo))

hL=CP.PropsSI("H","T",numpy.array(T)+273.15,"Q",0,(Frigorigéneo))

hG=CP.PropsSI("H","T",numpy.array(T)+273.15,"Q",1,(Frigorigéneo))

rhoL=CP.PropsSI("D","T",numpy.array(T)+273.15,"Q",0,(Frigorigéneo))

rhoG=CP.PropsSI("D","T",numpy.array(T)+273.15,"Q",1,(Frigorigéneo))

viscL=CP.PropsSI("V","T",numpy.array(T)+273.15,"Q",0,(Frigorigéneo))

viscG=CP.PropsSI("V","T",numpy.array(T)+273.15,"Q",1,(Frigorigéneo))

volL=1/rhoL
volG=1/rhoG

numpy.seterr(divide='ignore', invalid='ignore')
alfahlot=(1-(2*(1-xH)**2)/(1-2*xH+(1+4*xH*(1-xH)*(rhoL/rhoG-1))**0.5)))
alfahlot[alfahlot<0]=0
Avhlot=alfahlot*A
Alhlot=(1-alfahlot)*A
Vvhlot=xH*CaudalMássico/(rhoG*Avhlot)
Vvhlot[numpy.isnan(Vvhlot)]=0
Vlhlot=(1-xH)*CaudalMássico/(rhoL*Alhlot)
Revhlot=rhoG*(d/1000)*Vvhlot/viscG
Relhlot=rhoL*(d/1000)*Vlhlot/viscL

fvhlot=0.25/((numpy.log10(RugosidadeRelativa/3.7+5.74/Revhlot**0.9))**2)

flhlot=0.25/((numpy.log10(RugosidadeRelativa/3.7+5.74/Relhlot**0.9))**2)

xxH=numpy.array([ sum(xH[x : x + 2]) / 2 for x in range(0, len(xH[:-1]), 1) ) )
xrhoG = numpy.array([ sum(rhoG[x : x + 2]) / 2 for x in range(0, len(rhoG[:-1]), 1) ) )
xrhoL = numpy.array([ sum(rhoL[x : x + 2]) / 2 for x in range(0, len(rhoL[:-1]), 1) ) )
xVvhlot = numpy.array([ sum(Vvhlot[x : x + 2]) / 2 for x in range(0, len(Vvhlot[:-1]), 1) ) )
xVlhlot = numpy.array([ sum(Vlhlot[x : x + 2]) / 2 for x in range(0, len(Vlhlot[:-1]), 1) ) )

xfvhlot = numpy.array([ sum(fvhlot[x : x + 2]) / 2 for x in range(0, len(fvhlot[:-1]), 1) ) )
xfhlhot = numpy.array([ sum(flhlot[x : x + 2]) / 2 for x in range(0, len(flhlot[:-1]), 1) ) )
hlossvhlhot=xrhoG*(xVvhlot**2)*xfvhlot/(2*d/1000)
hlosslhlot=xrhoL*(xVlhlot**2)*xfhlhot/(2*d/1000)
dPbf = numpy.array([Pbf[i] - Pbf[i + 1] for i in range(len(Pbf)-1)])
dVvhlot=numpy.array([Vvhlot[i+1] - Vvhlot[i] for i in range(len(Vvhlot)-1)])
dVlhlot=numpy.array([Vlhlot[i+1] - Vlhlot[i] for i in range(len(Vlhlot)-1)])
dLvchlot=(dPbf*A-CaudalMássico*((1-xxH)*dVlhlot+xxH*dVvhlot))/((hlosslhlot+hlossvhlhot)*A)
dLphlot=[num for num in dLvchlot if num>=0]

dLhlot=numpy.append(numpy.array([0,Lmono]),dLphlot)
Lhlot = [sum(dLhlot[:i+1]) for i in range(len(dLhlot))]
Pt=numpy.append(Pcond,Pbf)
Phlot=Pt[:len(dLhlot)]/1000
ComprimentoTotalhlot=sum(dLhlot)
self.t8.insert(tk.END, str(ComprimentoTotalhlot).replace('.', ','))
Pfinal=Phlot[-1]
Pfinal=round(Pfinal,0)
Pfinal=str(Pfinal).replace('.', ',')
plt.figure(figsize=(6,4),dpi=100)
plt.subplot(1,2,1)
plt.plot(Lhlot[:2],Phlot[:2], marker='', color='olive',linestyle='dashed', linewidth=2.5)
plt.plot(Lhlot[1:],Phlot[1:], marker='', color='olive', linewidth=2.5)
plt.xlabel('Comprimento do tubo capilar [m]',weight='bold', fontsize=9)
plt.ylabel('Pressão [kPa]',weight='bold', fontsize=9)
plt.rc('xtick',labelsize=9)
plt.rc('ytick',labelsize=9)
texto = '\n'.join((
r"+ str(Frigorigéneo),
r"$P_{cond}$="+ str(Pcondensação)+" kPa",
r"$P_{eva}$="+ str(Pevaporação)+" kPa",
r"$\phi$="+ str(diametro)+" mm",
r"$\rho_{1E41}$="+ str(Caudalmassico)+" kg/h",
r"$\Delta T_{Sub}$="+ str(subarrefecimento)+"\u00b0C")
plt.text(0,Phlot[-1]+0.2*(Pcond/1000-Phlot[-1]), texto, style='normal', fontsize=9,

```

```

        bbox={'facecolor': 'whitesmoke', 'alpha':1, 'pad': 5})
    plt.annotate('$P_{crit}$= ' + Pfinal + 'kPa', fontsize=10,
xy=(ComprimentoTotalhlot, Phlot[-1]),
xytext=(ComprimentoTotalhlot*0.5, Phlot[-1] + 0.05*(Pcond/1000 - Phlot[-1])),
arrowprops=dict(arrowstyle=">"))

    plt.annotate('$L_{crit}$= ' + str(round(ComprimentoTotalhlot,3)).replace('.',',') + 'm', fo
ntsize=10, xy=(ComprimentoTotalhlot, Phlot[-1]),
xytext=(ComprimentoTotalhlot*0.6, Phlot[-1] + 0.15*(Pcond/1000 - Phlot[-1])),
arrowprops=dict(arrowstyle=">"))

    plt.annotate('Região
monofásica', weight='bold', fontsize=9,
xy=(Lhlot[2]/2, (Phlot[0] + Phlot[1])/2), xytext=(0,
(Phlot[0] + Phlot[1])*0.45), arrowprops=dict(arrowstyle=">"))

    plt.annotate('Região bifásica', weight='bold', fontsize=9,
xy=(Lhlot[round(len(Lhlot)/2)], Phlot[round(len(Phlot)/2)]),
xytext=(ComprimentoTotalhlot*0.6, Phlot[-1] + 0.3*(Pcond/1000 - Phlot[-1])),
arrowprops=dict(arrowstyle=">"))

    plt.grid(axis='y')
    T=numpy.append(numpy.array([Ti]),T)
    Tc=str(round(Tc,2))
    Te=str(round(Te,2))
    Tc=(Tc.replace('.',','))
    Te=(Te.replace('.',','))
    Thlot=T[:len(Lhlot)]
    Tfinal=Thlot[-1]
    Tfinal=round(Tfinal,0)
    Tfinal=str(Tfinal).replace('.',','))
    plt.subplot(1,2,2)
    plt.plot(Lhlot[:2],Thlot[:2], marker="",
color='red',linestyle='dashed', linewidth=2.5,label="Huq e
Loth")
    plt.plot(Lhlot[1:],Thlot[1:], marker="", color='red',
linewidth=2.5,label="Huq e Loth")
    plt.xlabel('Comprimento do tubo capilar
[m]',weight='bold', fontsize=9)
    plt.ylabel('Temperatura do frigoriféneo
[\u00b0C]',weight='bold', fontsize=9)
    plt.rc('xtick',labelsize=9)
    plt.rc('ytick',labelsize=9)
    texto = "\n".join((
        r"+ str(Frigoriféneo),
        r"$T_{cond}$=+ Tc + '\u00b0C',
        r"$T_{eva}$=+ Te + '\u00b0C",
        r"$\phi$=+ str(diametro)+" mm",
        r' "\u1E41"=+ str(Caudalmassico)+" kg/h",

```

```

        r'$\Delta T_{Sub}$=+
str(subarrefecimento)+"\u00b0C"))
    plt.text(0,Thlot[-1]+0.2*(Ti-Thlot[-1]), texto,
style='normal', fontsize=9,
        bbox={'facecolor': 'whitesmoke', 'alpha':1, 'pad': 5})

    plt.annotate('$T_{crit}$= ' + Tfinal + '\u00b0C', fontsize=10, xy=(ComprimentoTotalhlot,
Thlot[-1]), xytext=(ComprimentoTotalhlot*0.5, Thlot[-1] + 0.05*(Ti-Thlot[-1])),
arrowprops=dict(arrowstyle=">"))

    plt.annotate('$L_{crit}$= ' + str(round(ComprimentoTotalhlot,3)).replace('.',',') + 'm', fo
ntsize=10, xy=(ComprimentoTotalhlot, Thlot[-1]),
xytext=(ComprimentoTotalhlot*0.6, Thlot[-1] + 0.15*(Ti-Thlot[-1])), arrowprops=dict(arrowstyle=">"))

    plt.annotate('Região
monofásica', weight='bold', fontsize=9,
xy=(Lhlot[2]/2, Thlot[2]), xytext=(Lhlot[2]*0.2, Ti - 0.15*(Ti-Thlot[-1])),
arrowprops=dict(arrowstyle=">"))

    plt.annotate('Região bifásica', weight='bold', fontsize=9,
xy=(Lhlot[round(len(Lhlot)/2)], Thlot[round(len(Lhlot)/2)]),
xytext=(ComprimentoTotalhlot*0.6, Thlot[-1] + 0.3*(Ti-Thlot[-1])),
arrowprops=dict(arrowstyle=">"))

    plt.grid(axis='y')
    plt.get_current_fig_manager().window.state('zoomed')
    plt.show()
    janela=tk.Tk()
    mywin=JanelaPrincipal(janela)
    janela.title('Dimensionamento de tubos capilares')
    janela.geometry("700x650")
    menu=tk.Menu(janela)
    janela.config(menu=menu)
    def fechar_janela():
        janela.destroy()
    def acerca():
        texto="Este programa foi realizado para dimensionar o
comprimento de tubos capilar. O dimensionamento é
realizado através das equações de conservação de massa,
quantidade de movimento e energia. Deste modo, o
algoritmo estabelecido pode ser aplicado a qualquer fluido
Newtoniano e substância total ou praticamente
zeotrópica.",
        "A modelização do escoamento bifásico é realizado
através do modelo de fases separadas, para o qual foram
estudadas diferentes correlações de fração de vazío. A
correlação que apresentou um menor erro relativo médio
aos 57 ensaios experimentais apresentados no estudo de
Melo et al. foi a de Huq e Loth, com um erro
aproximadamente de 10,32%."
        showinfo("Acerca...", "\n".join(texto))
    submenu=tk.Menu(menu,tearoff=False)
    menu.add_cascade(label='Ficheiro',menu=submenu)
    submenu.add_command(label='Sair',command=fechar_jan
ela)

```

```

submenu2=tk.Menu(menu,tearoff=False)
menu.add_cascade(label='Opções',menu=submenu2)
submenu2.add_command(label='Acerca',command=acerca
)
janela.resizable(0,0)
janela.mainloop()

```

### 7.1.2 Código computacional para todos os modelos

Os resultados de cada modelo de dimensionamento apresentados neste estudo podem ser obtidos através do código seguinte.

```

import CoolProp.CoolProp as CP
import math
import numpy
from scipy.optimize import fsolve

print("Utilizar syntax do fluido refrigerante igual à biblioteca do
CoolProp, Exemplo: R600A, R134A, R12")
print("Atenção: pontos finais significam vírgulas, Exemplo:
Diâmetro [mm] = 0.77")

Refrigerante=input('Fluido refrigerante = ')
d=float(input("Diâmetro [mm] = "))
epsilon=float(input("Rugosidade [\u03BCm] = "))*1E-6
Pcond=float(input("Pressão de condensação [kPa] = "))*1E3
Peva=float(input("Pressão de evaporação [kPa] = "))*1E3
sub=float(input("Grau de subarrefecimento [\u00b0C] = "))
caudal=float(input("Caudal mássico [kg/h] = "))

A=(d/1000)**2*math.pi/4
RugosidadeRelativa=(epsilon/(d/1000))
CaudalMássico=caudal/3600

Tc=CP.PropsSI('T', 'P', (Pcond), 'Q', 0, (Refrigerante))-273.15
Tent=(Tc-sub)
PI=CP.PropsSI('P', 'T', (Tent)+273.15, 'Q', 0, (Refrigerante))

viscmono=CP.PropsSI('V', 'T', ((Tent)+273.15), 'Q', 0,
(Refrigerante))
hent=CP.PropsSI('H', 'T', ((Tent)+273.15), 'Q', 0,
(Refrigerante))
rhomono=CP.PropsSI('D', 'T', ((Tent)+273.15), 'Q', 0,
(Refrigerante))

Vmono=(CaudalMássico)/(A*rhomono)

Remono=(Vmono*rhomono*d/1000)/viscmono
fmono=0.25/((math.log10(RugosidadeRelativa/3.7+5.74/Re
mono**0.9))**2)
hlossbfmono=fmono*Vmono**2*rhomono/(2*d/1000)
Lmono=(Pcond-PI)/hlossbfmono

dT=0.1
Ti=Tent
Ts=CP.PropsSI('T', 'P', (Peva), 'Q', 1, (Refrigerante))-273.15

T=numpy.arange(Ti, Ts , -dT)

energia_cons=(hent+0.5*Vmono**2)
xi=[]
xb=[]
xs=[]
xc=[]
for i in T[1:]:
Pbf=CP.PropsSI("P","T",numpy.array(i)+273.15,"Q",0,(Refrigerante))

hL=CP.PropsSI("H","T",numpy.array(i)+273.15,"Q",0,(Refrigerante))

hG=CP.PropsSI("H","T",numpy.array(i)+273.15,"Q",1,(Refrigerante))

rhoL=CP.PropsSI("D","T",numpy.array(i)+273.15,"Q",0,(Refrigerante))

rhoG=CP.PropsSI("D","T",numpy.array(i)+273.15,"Q",1,(Refrigerante))

viscL=CP.PropsSI("V","T",numpy.array(i)+273.15,"Q",0,(Refrigerante))

```

```

viscG=CP.PropsSI("V","T",numpy.array(i)+273.15,"Q",1,(Frig
origéneo))

volL=1/rhoL
volG=1/rhoG

def aproxi_derivada_taylor(f, x, h=.00001):
    return (f(x+h) - f(x-h)) / (h*2)

def newton_raphson(f, x, tolerancia=.0000001):
    while abs(f(x)) > tolerancia:
        df = aproxi_derivada_taylor(f, x)
        x = x - f(x)/df
    return x

f = lambda x: ((1-
x)*hL+x*hG)+(0.5*(CaudalMássico/A)**2)*((x*volG/((1+((1
-2*(1-x)**2)/(1-2*x+(1+4*x*(1-x)*(rhoL/rhoG)-
1)**0.5)))**2+((1-x)*volL/(1-(1-2*(1-x)**2)/(1-
2*x+(1+4*x*(1-x)*(rhoL/rhoG)-1)**0.5)))**2)-
energia_cons

xH= newton_raphson(f, 0.01)
xi.append(xH)

f = lambda x: ((1-
x)*hL+x*hG)+(0.5*(CaudalMássico/A)**2)*((x*volG/((1+((1
-x)/x)**0.74*(rhoG/rhoL)**0.65*(viscL/viscG)**0.13)**-
1)**2+((1-x)*volL/(1-(1+((1-
x)/x)**0.74*(rhoG/rhoL)**0.65*(viscL/viscG)**0.13)**-
1)))**2)-energia_cons

xB= newton_raphson(f, 0.01)
xb.append(xB)

f = lambda x: ((1-
x)*hL+x*hG)+(0.5*(CaudalMássico/A)**2)*((x*volG/((1+((1
-x)/x)*(rhoG/rhoL)*(0.4+(1-0.4)*(((rhoL/rhoG)+0.4*((1-
x)/x)/(1+0.4*((1-x)/x)))**0.5)**-1)**2+((1-x)*volL/(1-
((1+((1-x)/x)*(rhoG/rhoL)*(0.4+(1-
0.4)*(((rhoL/rhoG)+0.4*((1-x)/x)/(1+0.4*((1-
x)/x)))**0.5)**-1)))**2)-energia_cons

xS= newton_raphson(f, 0.01)
xs.append(xS)

f = lambda x: ((1-
x)*hL+x*hG)+(0.5*(CaudalMássico/A)**2)*((x*volG/((1+((1
-x)/x)*(rhoG/rhoL)*(1-x*(1-(rhoL/rhoG)))**0.5)**-
1)**2+((1-x)*volL/(1-(1+((1-x)/x)*(rhoG/rhoL)*(1-x*(1-
(rhoL/rhoG)))**0.5)**-1)))**2)-energia_cons

xC= newton_raphson(f, 0.01)
xc.append(xC)

xH=numpy.array(xi)
xB=numpy.array(xb)
XS=numpy.array(xs)
xC=numpy.array(xc)

xH=numpy.insert(xH,0,0)
xB=numpy.insert(xB,0,0)
XS=numpy.insert(xS,0,0)
xC=numpy.insert(xC,0,0)

Pbf=CP.PropsSI("P","T",numpy.array(T)+273.15,"Q",0,(Frigor
igéneo))
hL=CP.PropsSI("H","T",numpy.array(T)+273.15,"Q",0,(Frigor
igéneo))
hG=CP.PropsSI("H","T",numpy.array(T)+273.15,"Q",1,(Frigor
igéneo))
rhoL=CP.PropsSI("D","T",numpy.array(T)+273.15,"Q",0,(Frig
origéneo))
rhoG=CP.PropsSI("D","T",numpy.array(T)+273.15,"Q",1,(Fri
gorigéneo))
viscL=CP.PropsSI("V","T",numpy.array(T)+273.15,"Q",0,(Frig
origéneo))
viscG=CP.PropsSI("V","T",numpy.array(T)+273.15,"Q",1,(Fri
gorigéneo))
volL=1/rhoL
volG=1/rhoG

numpy.seterr(divide='ignore', invalid='ignore')
alfabczy=(1+((1-
xB)/xB)**0.74*(rhoG/rhoL)**0.65*(viscL/viscG)**0.13)**-1
alfasth=(1+((1-xS)/xS)*(rhoG/rhoL)*(0.4+(1-
0.4)*(((rhoL/rhoG)+0.4*((1-xS)/xS))/(1+0.4*((1-
xS)/xS)))**0.5)**-1
alfahlot=(1-(2*(1-xH)**2/(1-2*xH+(1+4*xH*(1-
xH)*(rhoL/rhoG-1)**0.5)))
alfachlm=(1+((1-xC)/xC)*(rhoG/rhoL)*(1-xC*(1-
rhoL/rhoG)))**0.5)**-1

alfasth[alfasth<0]=0
alfahlot[alfahlot<0]=0
alfachlm[alfachlm<0]=0

Avbczy=alfabczy*A
Albczy=(1-alfabczy)*A
Avsth=alfasth*A
Alsth=(1-alfasth)*A
Avhlot=alfahlot*A

```

```

Alhlot=(1-alfahlot)*A
Avchlm=alfachlm*A
Alchlm=(1-alfachlm)*A

Vvbczy=xB*CaudalMássico/(rhoG*Avbczy)
Vvbczy[numpy.isnan(Vvbczy)] = 0
Vlbczy=(1-xB)*CaudalMássico/(rhoL*Albczy)

Vvsth=xS*CaudalMássico/(rhoG*Avsth)
Vvsth[numpy.isnan(Vvsth)] = 0
Vlsth=(1-xS)*CaudalMássico/(rhoL*Alsth)

Vvhlot=xH*CaudalMássico/(rhoG*Avhlot)
Vvhlot[numpy.isnan(Vvhlot)] = 0
Vlhlot=(1-xH)*CaudalMássico/(rhoL*Alhlot)

Vvchlm=xC*CaudalMássico/(rhoG*Avchlm)
Vvchlm[numpy.isnan(Vvchlm)] = 0
Vlchlm=(1-xC)*CaudalMássico/(rhoL*Alchlm)

Revbczy=rhoG*(d/1000)*Vvbczy/viscG
Relbczy=rhoL*(d/1000)*Vlbczy/viscL

Revsth=rhoG*(d/1000)*Vvsth/viscG
Relsth=rhoL*(d/1000)*Vlsth/viscL

Revhlot=rhoG*(d/1000)*Vvhlot/viscG
Relhlot=rhoL*(d/1000)*Vlhlot/viscL

Revchlm=rhoG*(d/1000)*Vvchlm/viscG
Relchlm=rhoL*(d/1000)*Vlchlm/viscL

fvbczy=0.25/((numpy.log10(RugosidadeRelativa/3.7+5.74/Re
evbczy**0.9))**2)

flbczy=0.25/((numpy.log10(RugosidadeRelativa/3.7+5.74/R
elbczy**0.9))**2)

fvsth=0.25/((numpy.log10(RugosidadeRelativa/3.7+5.74/Re
vsth**0.9))**2)

flsth=0.25/((numpy.log10(RugosidadeRelativa/3.7+5.74/R
elsth**0.9))**2)

fvhlot=0.25/((numpy.log10(RugosidadeRelativa/3.7+5.74/R
evhlot**0.9))**2)

flhlot=0.25/((numpy.log10(RugosidadeRelativa/3.7+5.74/Re
lhlot**0.9))**2)

fvchlm=0.25/((numpy.log10(RugosidadeRelativa/3.7+5.74/R
evchlm**0.9))**2)

flchlm=0.25/((numpy.log10(RugosidadeRelativa/3.7+5.74/R
elchlm**0.9))**2)

xxB=numpy.array([ sum(xB[x : x + 2]) / 2 for x in range(0,
len(xB[:-1]), 1) )

xxS=numpy.array([ sum(xS[x : x + 2]) / 2 for x in range(0,
len(xS[:-1]), 1) )

xxH=numpy.array([ sum(xH[x : x + 2]) / 2 for x in range(0,
len(xH[:-1]), 1) )

xxC=numpy.array([ sum(xC[x : x + 2]) / 2 for x in range(0,
len(xC[:-1]), 1) )

xrhoG = numpy.array([ sum(rhoG[x : x + 2]) / 2 for x in
range(0, len(rhoG[:-1]), 1) )

xrhoL = numpy.array([ sum(rhoL[x : x + 2]) / 2 for x in range(0,
len(rhoL[:-1]), 1) )

xVvbczy = numpy.array([ sum(Vvbczy[x : x + 2]) / 2 for x in
range(0, len(Vvbczy[:-1]), 1) )

xVlbczy = numpy.array([ sum(Vlbczy[x : x + 2]) / 2 for x in
range(0, len(Vlbczy[:-1]), 1) )

xfvbczy = numpy.array([ sum(fvbczy[x : x + 2]) / 2 for x in
range(0, len(fvbczy[:-1]), 1) )

xflbczy = numpy.array([ sum(flbczy[x : x + 2]) / 2 for x in
range(0, len(flbczy[:-1]), 1) )

xVvsth = numpy.array([ sum(Vvsth[x : x + 2]) / 2 for x in
range(0, len(Vvsth[:-1]), 1) )

xVlsth = numpy.array([ sum(Vlsth[x : x + 2]) / 2 for x in
range(0, len(Vlsth[:-1]), 1) )

xfvsth = numpy.array([ sum(fvsth[x : x + 2]) / 2 for x in
range(0, len(fvsth[:-1]), 1) )

xflsth = numpy.array([ sum(flsth[x : x + 2]) / 2 for x in range(0,
len(flsth[:-1]), 1) )

xVvhlot = numpy.array([ sum(Vvhlot[x : x + 2]) / 2 for x in
range(0, len(Vvhlot[:-1]), 1) )

xVlhlot = numpy.array([ sum(Vlhlot[x : x + 2]) / 2 for x in
range(0, len(Vlhlot[:-1]), 1) )

xfvhlot = numpy.array([ sum(fvhlot[x : x + 2]) / 2 for x in
range(0, len(fvhlot[:-1]), 1) )

xflhlot = numpy.array([ sum(flhlot[x : x + 2]) / 2 for x in
range(0, len(flhlot[:-1]), 1) )

xVvchlm = numpy.array([ sum(Vvchlm[x : x + 2]) / 2 for x in
range(0, len(Vvchlm[:-1]), 1) )

```

```

xVlchlm = numpy.array([ sum(Vlchlm[x : x + 2]) / 2 for x in
range(0, len(Vlchlm[:-1]), 1) ])

xfvchlm = numpy.array([ sum(fvchlm[x : x + 2]) / 2 for x in
range(0, len(fvchlm[:-1]), 1) ])

xflchlm = numpy.array([ sum(flchlm[x : x + 2]) / 2 for x in
range(0, len(flchlm[:-1]), 1) ])

hlossvbczy=xrhoG*(xVvbczy**2)*xfvbczy/(2*d/1000)
hlosslbczy=xrhoL*(xVlbczy**2)*xflbczy/(2*d/1000)

hlossvsth=xrhoG*(xVvsth**2)*xfvsth/(2*d/1000)
hlosslsth=xrhoL*(xVlsth**2)*xflsth/(2*d/1000)

hlossvhlot=xrhoG*(xVvhlot**2)*xfvhlot/(2*d/1000)
hlosslhlot=xrhoL*(xVlhlot**2)*xflhlot/(2*d/1000)

hlossvchlm=xrhoG*(xVvchlm**2)*xfvchlm/(2*d/1000)
hlosslchlm=xrhoL*(xVlchlm**2)*xflchlm/(2*d/1000)

dPbf = numpy.array([Pbf[i] - Pbf[i + 1] for i in range(len(Pbf)-
1)])

dVvbczy=numpy.array([Vvbczy[i+1] - Vvbczy[i] for i in
range(len(Vvbczy)-1)])
dVlbczy=numpy.array([Vlbczy[i+1] - Vlbczy[i] for i in
range(len(Vlbczy)-1)])

dVvsth=numpy.array([Vvsth[i+1] - Vvsth[i] for i in
range(len(Vvsth)-1)])
dVlsth=numpy.array([Vlsth[i+1] - Vlsth[i] for i in
range(len(Vlsth)-1)])

dVvhlot=numpy.array([Vvhlot[i+1] - Vvhlot[i] for i in
range(len(Vvhlot)-1)])
dVlhlot=numpy.array([Vlhlot[i+1] - Vlhlot[i] for i in
range(len(Vlhlot)-1)])

dVvchlm=numpy.array([Vvchlm[i+1] - Vvchlm[i] for i in
range(len(Vvchlm)-1)])
dVlchlm=numpy.array([Vlchlm[i+1] - Vlchlm[i] for i in
range(len(Vlchlm)-1)])

dLvcbczy=(dPbf*A-CaudalMássico*((1-
xxB)*dVlbczy+xxB*dVvbczy))/((hlosslbczy+hlossvbczy)*A)
dLvcsth=(dPbf*A-CaudalMássico*((1-
xxS)*dVlsth+xxS*dVvsth))/((hlosslsth+hlossvsth)*A)
dLvchlot=(dPbf*A-CaudalMássico*((1-
xxH)*dVlhlot+xxH*dVvhlot))/((hlosslhlot+hlossvhlot)*A)

dLvcchlm=(dPbf*A-CaudalMássico*((1-
xxC)*dVlchlm+xxC*dVvchlm))/((hlosslchlm+hlossvchlm)*A)

dLpbczy=[num for num in dLvcbczy if num>=0]
dLpsth=[num for num in dLvcsth if num>=0]
dLphlot=[num for num in dLvchlot if num>=0]
dLpchlm=[num for num in dLvcchlm if num>=0]

dLbczy=numpy.append(numpy.array([0,Lmono]),dLpbczy)
dLsth=numpy.append(numpy.array([0,Lmono]),dLpsth)
dLhlot=numpy.append(numpy.array([0,Lmono]),dLphlot)
dLchlm=numpy.append(numpy.array([0,Lmono]),dLpchlm)

Lbczy = [sum(dLbczy[:i+1]) for i in range(len(dLbczy))]
Lsth = [sum(dLsth[:i+1]) for i in range(len(dLsth))]
Lhlot = [sum(dLhlot[:i+1]) for i in range(len(dLhlot))]
Lchlm = [sum(dLchlm[:i+1]) for i in range(len(dLchlm))]

Pt=numpy.append(Pcond,Pbf)

Pbczy=Pt[:len(dLbczy)]/1000
Psth=Pt[:len(dLsth)]/1000
Phlot=Pt[:len(dLhlot)]/1000
Pchlm=Pt[:len(dLchlm)]/1000

x0=[0.00001]*len(hL)
def f(x):
    term1=((1-x)*hL+x*hG)
    term2=(0.5*(CaudalMássico/A)**2)*(((1-
x)/rhoL+x/rhoG)**2)
    term3=(hent+0.5*Vmono**2)
    return (term1+term2-term3)
xT=fsolve(f, x0)

rhomis=1/(xT/rhoG+(1-xT)/rhoL)
Vmis=CaudalMássico/rhomis/A

viscadams=(xT/viscG+(1-xT)/viscL)**-1
visccicch=(1-xT)*viscL+xT*viscG
viscduklr=rhomis*((1-xT)*(viscL/rhoL)+xT*(viscG/rhoG))
visclin=viscL*viscG/(viscG+xT**1.4*(viscL-viscG))
viscmaw1=viscG*((2*viscG+viscL-2*(viscG-viscL)*(1-
xT))/(2*viscG+viscL+(viscG-viscL)*(1-xT)))

```

```

viscmaxw2=viscL*((2*viscL+viscG-2*(viscL-
viscG)*xT)/(2*viscL+viscG+(viscL-viscG)*xT))

Readams=(d/1000)*Vmis*rhomis/viscadams
Recicch=(d/1000)*Vmis*rhomis/visccicch
Reduklr=(d/1000)*Vmis*rhomis/viscduklr
Relin=(d/1000)*Vmis*rhomis/visclin
Remaxw1=(d/1000)*Vmis*rhomis/viscmaxw1
Remaxw2=(d/1000)*Vmis*rhomis/viscmaxw2

fadams=0.25/((numpy.log10(RugosidadeRelativa/3.7+5.74/
Readams**0.9))**2)
fcicch=0.25/((numpy.log10(RugosidadeRelativa/3.7+5.74/R
ecicch**0.9))**2)
fduklr=0.25/((numpy.log10(RugosidadeRelativa/3.7+5.74/R
eduklr**0.9))**2)
flin=0.25/((numpy.log10(RugosidadeRelativa/3.7+5.74/Reli
n**0.9))**2)
fmaxw1=0.25/((numpy.log10(RugosidadeRelativa/3.7+5.74/
Remaxw1**0.9))**2)
fmaxw2=0.25/((numpy.log10(RugosidadeRelativa/3.7+5.74/
Remaxw2**0.9))**2)

xrhomis = numpy.array([ sum(rhomis[x : x + 2]) / 2 for x in
range(0, len(rhomis[:-1]), 1) ])
xVmis= numpy.array([ sum(Vmis[x : x + 2]) / 2 for x in
range(0, len(Vmis[:-1]), 1) ])

xfadams= numpy.array([ sum(fadams[x : x + 2]) / 2 for x in
range(0, len(fadams[:-1]), 1) ])
xfcicch= numpy.array([ sum(fcicch[x : x + 2]) / 2 for x in
range(0, len(fcicch[:-1]), 1) ])
xfduklr= numpy.array([ sum(fduklr[x : x + 2]) / 2 for x in
range(0, len(fduklr[:-1]), 1) ])
xflin= numpy.array([ sum(flin[x : x + 2]) / 2 for x in range(0,
len(flin[:-1]), 1) ])
xfmaxw1= numpy.array([ sum(fmaxw1[x : x + 2]) / 2 for x in
range(0, len(fmaxw1[:-1]), 1) ])
xfmaxw2= numpy.array([ sum(fmaxw2[x : x + 2]) / 2 for x in
range(0, len(fmaxw2[:-1]), 1) ])

hlossadams=xrhomis*(xVmis**2)*xfadams/(2*d/1000)
hlosscicch=xrhomis*(xVmis**2)*xfcicch/(2*d/1000)
hlossduklr=xrhomis*(xVmis**2)*xfduklr/(2*d/1000)
hlosslin=xrhomis*(xVmis**2)*xflin/(2*d/1000)
hlossmaxw1=xrhomis*(xVmis**2)*xfmaxw1/(2*d/1000)
hlossmaxw2=xrhomis*(xVmis**2)*xfmaxw2/(2*d/1000)

dVmis=numpy.array([Vmis[i+1] - Vmis[i] for i in
range(len(Vmis)-1)])

dLvcadams=(dPbf*A-
CaudalMássico*dVmis)/(hlossadams*A)
dLvccicch=(dPbf*A-CaudalMássico*dVmis)/(hlosscicch*A)
dLvcduklr=(dPbf*A-CaudalMássico*dVmis)/(hlossduklr*A)
dLvclin=(dPbf*A-CaudalMássico*dVmis)/(hlosslin*A)
dLvcmaw1=(dPbf*A-
CaudalMássico*dVmis)/(hlossmaxw1*A)
dLvcmaw2=(dPbf*A-
CaudalMássico*dVmis)/(hlossmaxw2*A)

dLpadams=[num for num in dLvcadams if num>=0]
dLpcicch=[num for num in dLvccicch if num>=0]
dLpduklr=[num for num in dLvcduklr if num>=0]
dLplin=[num for num in dLvclin if num>=0]
dLpmaxw1=[num for num in dLvcmaw1 if num>=0]
dLpmaxw2=[num for num in dLvcmaw2 if num>=0]

dLadams=numpy.append(numpy.array([0,Lmono]),dLpada
ms)
dLcicch=numpy.append(numpy.array([0,Lmono]),dLpcicch)
dLduklr=numpy.append(numpy.array([0,Lmono]),dLpduklr)
dLlin=numpy.append(numpy.array([0,Lmono]),dLplin)
dLmaxw1=numpy.append(numpy.array([0,Lmono]),dLpmax
w1)
dLmaxw2=numpy.append(numpy.array([0,Lmono]),dLpmax
w2)

Ladams = [sum(dLadams[:i+1]) for i in range(len(dLadams))]
Lcicch = [sum(dLcicch[:i+1]) for i in range(len(dLcicch))]
Lduklr = [sum(dLduklr[:i+1]) for i in range(len(dLduklr))]
Llin = [sum(dLlin[:i+1]) for i in range(len(dLlin))]
Lmaxw1 = [sum(dLmaxw1[:i+1]) for i in
range(len(dLmaxw1))]
Lmaxw2 = [sum(dLmaxw2[:i+1]) for i in
range(len(dLmaxw2))]

Padams=Pt[:len(dLadams)]/1000
Pcicch=Pt[:len(dLcicch)]/1000
Pduklr=Pt[:len(dLduklr)]/1000
Plin=Pt[:len(dLlin)]/1000
Pmaxw1=Pt[:len(dLmaxw1)]/1000
Pmaxw2=Pt[:len(dLmaxw2)]/1000

```

```

ComprimentoTotalbczy=sum(dLbczy)
ComprimentoTotalsth=sum(dLsth)
ComprimentoTotalhlot=sum(dLhlot)
ComprimentoTotalchlm=sum(dLchlm)
ComprimentoTotaladams=sum(dLadams)
ComprimentoTotalcicch=sum(dLcicch)
ComprimentoTotalduklr=sum(dLduklr)
ComprimentoTotallin=sum(dLlin)
ComprimentoTotalmaxw1=sum(dLmaxw1)
ComprimentoTotalmaxw2=sum(dLmaxw2)

viscL=CP.PropsSI('V', 'P', Pcond, 'Q', 0, (Frigorigéneo))
viscG=CP.PropsSI('V', 'P', Pcond, 'Q', 1, (Frigorigéneo))
rhoL=CP.PropsSI('D', 'P', Pcond, 'Q', 0, (Frigorigéneo))
rhoG=CP.PropsSI('D', 'P', Pcond, 'Q', 1, (Frigorigéneo))
cp=CP.PropsSI('C', 'P', Pcond, 'Q', 0, (Frigorigéneo))
hL=CP.PropsSI('H', 'P', Pcond, 'Q', 0, (Frigorigéneo))
hG=CP.PropsSI('H', 'P', Pcond, 'Q', 1, (Frigorigéneo))

pi1=((Pcond-Peva)*(d*1E-3)**2*rhoL/viscL**2)**0.075374
pi2=(CaudalMássico/(d*1E-3*viscL))**-1.490455
pi3=(rhoL**2*(d*1E-3)**2*sub*cp/viscL**2)**0.219595
pi4=(rhoL/rhoG)**-0.899656
pi5=(viscG/viscL)**-0.204777
pi6=((d*1E-3)**2*rhoL**2*(hG-hL)/viscL**2)**0.443698

ComprimentoTotalPi=33.827338*pi1*pi2*pi3*pi4*pi5*pi6*
d*1E-3
print()

print("=====
=====")
print()
print("Resultados obtidos através do modelo de
homogéneo:")
print()
print("Comprimento de tubo capilar, correlação de Cicchitti
=" + str(ComprimentoTotalcicch))
print("Comprimento de tubo capilar, correlação de
McAdams =" + str(ComprimentoTotaladams))
print("Comprimento de tubo capilar, correlação de Dukler =
" + str(ComprimentoTotalduklr))
print("Comprimento de tubo capilar, correlação de Lin = " +
str(ComprimentoTotallin))
print("Comprimento de tubo capilar, correlação de Maxwell-
Eucken 1 =" + str(ComprimentoTotalmaxw1))
print("Comprimento de tubo capilar, correlação de Maxwell-
Eucken 2 =" + str(ComprimentoTotalmaxw2))
print()
print("Resultados obtidos através do modelo de fases
separadas:")
print()
print("Comprimento de tubo capilar, correlação de Baroczy
=" + str(ComprimentoTotalbczy))
print("Comprimento de tubo capilar, correlação de Smith = "
+ str(ComprimentoTotalsth))
print("Comprimento de tubo capilar, correlação de Chisholm
=" + str(ComprimentoTotalchlm))
print("Comprimento de tubo capilar, correlação de Huq e
Loth =" + str(ComprimentoTotalhlot))
print()
print("Comprimento de tubo capilar, correlação empírica
proposta=" + str(ComprimentoTotalPi))

```

## 7.2 Resultados obtidos

Na Tabela 15, Tabela 16 e Tabela 17 encontram-se os resultados que foram obtidos para todos os ensaios experimentais presentes no estudo de Melo *et al.* [3]. A geometria dos tubos capilares, foi apresentada no capítulo 2, e encontra-se na Tabela 3.

Tabela 15 - Resultados obtidos de cada modelo e correlação para o fluido refrigerante R12.

Resultados experimentais Melo <i>et al.</i>						Cicchitti <i>et al.</i>	McAdams <i>et al.</i>	Dukler <i>et al.</i>	Lin <i>et al.</i>	Maxwell Eucken 1	Maxwell Eucken 2	Baroczy	Smith	Chisholm	Huq & Loth
Tubo	P <sub>cond</sub>	P <sub>eva</sub>	ΔT <sub>sub</sub>	ṁ	L <sub>exp</sub>	Comprimento de tubo capilar calculado									
-	[Bar]	[Bar]	[°C]	[kg/h]	[m]	[m]									
1	9,20	0,94	2,90	3,53	2,926	2,886	3,145	3,287	2,974	3,007	2,898	2,803	2,483	2,500	2,560
1	11,14	0,91	7,80	4,22	2,926	3,460	3,649	3,744	3,524	3,549	3,470	3,388	3,143	3,156	3,201
1	14,18	1,28	13,40	5,14	2,926	3,856	3,994	4,055	3,902	3,921	3,863	3,783	3,596	3,608	3,640
2	9,19	0,99	3,10	4,22	3,027	3,276	3,572	3,738	3,376	3,414	3,290	3,195	2,837	2,857	2,923
2	14,19	0,99	3,70	5,45	3,027	3,584	3,883	3,990	3,729	3,727	3,602	3,285	2,981	3,011	3,046
2	14,19	1,10	11,30	6,49	3,027	3,634	3,785	3,851	3,685	3,705	3,642	3,550	3,354	3,367	3,399
2	18,14	1,23	7,30	6,61	3,027	3,912	4,148	4,216	4,009	4,027	3,929	3,589	3,351	3,380	3,397
3	9,19	1,10	3,90	9,14	3,020	2,450	2,608	2,696	2,495	2,523	2,457	2,450	2,193	2,203	2,254
3	14,24	1,85	9,90	12,00	3,020	3,280	3,405	3,456	3,336	3,339	3,287	3,210	3,017	3,029	3,061
4	11,24	0,91	5,00	4,98	2,009	2,202	2,342	2,407	2,265	2,268	2,209	2,139	1,947	1,958	1,992
4	14,24	1,02	8,10	5,93	2,009	2,412	2,527	2,572	2,465	2,467	2,419	2,325	2,168	2,179	2,203
4	18,19	1,10	11,90	7,52	2,009	2,288	2,366	2,390	2,315	2,326	2,294	2,204	2,092	2,102	2,116
5	9,24	0,85	3,90	5,26	1,993	2,304	2,474	2,570	2,377	2,382	2,312	2,288	2,050	2,061	2,107
5	11,24	1,10	9,10	6,56	1,993	2,537	2,645	2,702	2,583	2,587	2,542	2,538	2,370	2,377	2,410
5	14,14	1,09	13,00	7,95	1,993	2,615	2,697	2,734	2,650	2,653	2,619	2,605	2,473	2,480	2,504
5	18,24	1,06	6,30	8,12	1,993	2,541	2,687	2,726	2,598	2,612	2,552	2,334	2,169	2,188	2,201
6	11,24	1,18	5,10	11,11	2,030	2,304	2,428	2,487	2,358	2,362	2,310	2,274	2,070	2,080	2,118
6	14,24	1,44	5,50	12,83	2,030	2,343	2,465	2,509	2,383	2,401	2,351	2,244	2,062	2,076	2,102
6	14,24	1,59	12,00	14,62	2,030	2,413	2,478	2,506	2,430	2,443	2,417	2,424	2,294	2,300	2,324

Tabela 16 - Resultados obtidos de cada modelo e correlação para o fluido refrigerante R134a.

Resultados experimentais Melo <i>et al.</i>						Cicchitti <i>et al.</i>	McAdams <i>et al.</i>	Dukler <i>et al.</i>	Lin <i>et al.</i>	Maxwell Eucken 1	Maxwell Eucken 2	Baroczy	Smith	Chisholm	Huq & Loth
Tubo	P <sub>cond</sub>	P <sub>eva</sub>	ΔT <sub>sub</sub>	ṁ	L <sub>exp</sub>	Comprimento de tubo capilar calculado									
-	[Bar]	[Bar]	[°C]	[kg/h]	[m]	[m]									
1	9,26	0,98	3,40	3,32	2,926	3,057	3,310	3,459	3,170	3,176	3,069	3,009	2,687	2,707	2,767
1	11,28	0,96	5,60	3,63	2,926	3,810	4,063	4,193	3,926	3,929	3,823	3,702	3,397	3,420	3,472
1	14,30	1,02	6,30	4,26	2,926	3,851	4,089	4,186	3,965	3,965	3,865	3,650	3,384	3,409	3,446
3	11,23	0,98	3,90	8,72	3,020	3,112	3,319	3,422	3,205	3,209	3,123	3,028	2,734	2,755	2,806
3	11,22	1,07	8,30	9,67	3,020	3,332	3,462	3,534	3,387	3,392	3,338	3,345	3,122	3,134	3,177
3	14,23	1,21	5,60	10,34	3,020	3,301	3,480	3,553	3,361	3,386	3,311	3,155	2,910	2,932	2,967
4	9,14	0,99	4,80	4,00	2,009	2,361	2,509	2,600	2,403	2,429	2,368	2,370	2,149	2,161	2,204
4	14,26	1,03	11,22	6,30	2,009	2,292	2,362	2,395	2,322	2,325	2,296	2,284	2,164	2,172	2,193
6	11,21	1,27	4,00	11,18	2,030	1,911	2,016	2,069	1,956	1,960	1,917	1,910	1,724	1,735	1,769
6	11,25	1,37	8,20	12,14	2,030	2,128	2,196	2,234	2,155	2,159	2,131	2,182	2,034	2,040	2,070
6	14,26	1,56	6,20	13,08	2,030	2,148	2,240	2,278	2,174	2,191	2,154	2,109	1,952	1,964	1,989
6	14,23	1,73	13,30	15,01	2,030	2,265	2,308	2,330	2,272	2,284	2,267	2,320	2,212	2,216	2,238
7	9,10	1,08	9,50	2,21	2,998	2,775	2,886	2,960	2,822	2,826	2,780	2,804	2,628	2,637	2,673
7	11,06	1,02	5,70	2,17	2,998	2,886	3,073	3,168	2,950	2,975	2,896	2,807	2,576	2,593	2,633
7	14,13	1,00	7,50	2,70	2,998	2,786	2,932	2,992	2,838	2,857	2,795	2,667	2,488	2,504	2,531
8	9,03	1,08	6,40	5,04	2,973	3,123	3,283	3,386	3,167	3,197	3,130	3,152	2,897	2,910	2,961
8	11,09	1,06	7,40	5,92	2,973	3,077	3,220	3,298	3,139	3,143	3,084	3,059	2,840	2,853	2,894
8	14,03	1,11	4,40	6,87	2,973	2,542	2,700	2,762	2,596	2,617	2,551	2,403	2,196	2,215	2,244
8	15,05	1,19	7,20	7,45	2,973	2,751	2,879	2,929	2,811	2,812	2,759	2,646	2,467	2,483	2,508

Tabela 17 - Resultados obtidos de cada modelo e correlação para o fluido refrigerante R600a.

Resultados experimentais Melo <i>et al.</i>						Cicchitti <i>et al.</i>	McAdams <i>et al.</i>	Dukler <i>et al.</i>	Lin <i>et al.</i>	Maxwell Eucken 1	Maxwell Eucken 2	Baroczy	Smith	Chisholm	Huq & Loth
Tubo	P <sub>cond</sub>	P <sub>eva</sub>	ΔT <sub>sub</sub>	ṁ	L <sub>exp</sub>	Comprimento de tubo capilar calculado									
-	[Bar]	[Bar]	[°C]	[kg/h]	[m]	[m]									
1	7,21	0,97	4,20	2,00	2,926	2,674	2,885	3,019	2,745	2,773	2,684	2,664	2,393	2,413	2,460
1	7,23	1,03	7,60	2,40	2,926	2,397	2,514	2,594	2,448	2,451	2,402	2,439	2,255	2,266	2,300
1	7,27	1,04	12,00	2,50	2,926	2,796	2,883	2,947	2,818	2,836	2,799	2,864	2,708	2,716	2,746
1	7,13	1,00	13,80	2,30	2,926	3,446	3,543	3,618	3,486	3,490	3,450	3,524	3,352	3,361	3,395
1	9,23	0,96	3,70	2,11	2,926	3,140	3,415	3,554	3,273	3,272	3,156	2,997	2,696	2,727	2,766
1	9,17	0,97	8,60	2,37	2,926	3,358	3,532	3,629	3,439	3,441	3,368	3,320	3,097	3,115	3,150
1	9,29	0,98	12,80	2,80	2,926	3,008	3,106	3,166	3,051	3,054	3,013	3,030	2,876	2,886	2,913
1	11,25	0,98	10,70	2,89	2,926	3,172	3,307	3,372	3,236	3,236	3,180	3,110	2,934	2,951	2,975
1	11,19	0,98	15,70	3,15	2,926	3,230	3,318	3,366	3,269	3,271	3,234	3,231	3,094	3,104	3,126
4	7,29	0,96	5,10	2,71	2,009	1,626	1,721	1,783	1,653	1,670	1,630	1,661	1,505	1,514	1,543
4	7,27	0,96	7,20	2,81	2,009	1,742	1,821	1,874	1,775	1,778	1,746	1,793	1,653	1,661	1,688
4	7,26	0,97	10,50	2,94	2,009	1,917	1,976	2,019	1,930	1,943	1,919	1,986	1,865	1,871	1,895
4	9,24	1,04	3,50	2,90	2,009	1,689	1,815	1,878	1,732	1,749	1,696	1,644	1,475	1,490	1,514
4	9,25	1,04	6,90	2,89	2,009	2,129	2,242	2,303	2,181	2,183	2,136	2,114	1,952	1,965	1,991
4	9,23	1,05	10,00	2,99	2,009	2,339	2,430	2,483	2,379	2,382	2,344	2,353	2,210	2,220	2,244
4	9,20	0,99	14,50	3,67	2,009	1,903	1,943	1,969	1,919	1,921	1,905	1,960	1,869	1,874	1,891
4	11,26	0,96	3,30	3,14	2,009	1,824	1,964	2,021	1,893	1,892	1,833	1,709	1,540	1,559	1,576
4	11,20	0,98	7,60	3,31	2,009	2,111	2,216	2,263	2,161	2,161	2,118	2,059	1,916	1,930	1,948
4	11,18	1,05	14,50	3,78	2,009	2,191	2,246	2,275	2,215	2,216	2,194	2,212	2,112	2,119	2,136