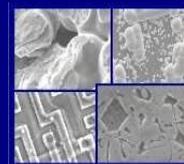




PUCRS

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DO RIO GRANDE DO SUL
PRÓ-REITORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA E
TECNOLOGIA DE MATERIAIS**

Faculdade de Engenharia
Faculdade de Física
Faculdade de Química



PGETEMA

ESTUDO DO DEFEITO TIPO RECHUPE EM TUBOS DE COBRE DE TROCADORES DE CALOR

EVANDRO HENDLER BRAMBILA
(ENGENHEIRO MECÂNICO)

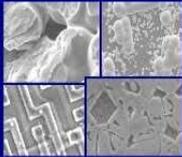
**DISSERTAÇÃO PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE MESTRE EM
ENGENHARIA E TECNOLOGIA DE MATERIAIS**

Porto Alegre
Setembro de 2008



PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DO RIO GRANDE DO SUL
PRÓ-REITORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA E
TECNOLOGIA DE MATERIAIS**

Faculdade de Engenharia
Faculdade de Física
Faculdade de Química



PGETEMA

PUCRS

ESTUDO DO DEFEITO TIPO RECHUPE EM TUBOS DE COBRE DE TROCADORES DE CALOR

EVANDRO HENDLER BRAMBILA
(ENGENHEIRO MECÂNICO)

ORIENTADOR: PROF. DR. Carlos Alexandre dos Santos
CO-ORIENTADOR: PROF. DR. Paulo Renato Perez dos Santos

Dissertação Realizada no Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Tecnologia de Materiais (PGETEMA) da Pontifícia Universidade Católica do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia e Tecnologia de Materiais.

Trabalho vinculado ao convênio: PUCRS – SERRAFF.

Porto Alegre
Setembro de 2008

ESTUDO DO DEFEITO TIPO RECHUPE EM TUBOS DE COBRE DE TROCADORES DE CALOR

Evandro Hendler Brambila

Esta dissertação foi julgada para obtenção do título de MESTRE EM ENGENHARIA E TECNOLOGIA DE MATERIAIS e aprovada em sua forma final pelo programa de Pós – Graduação em Engenharia de Pontifícia Universidade Católica do Rio Grande do Sul.

Prof. Dr. Carlos Alexandre dos Santos
Orientador – PGETEMA/PUCRS

Prof. Dr. Paulo Renato Perez dos Santos
Co-orientador – PUCRS

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Roberto Moreira Schroeder – UFRGS

Prof^a. Dr^a. Eleani Maria da Costa – PGETEMA/PUCRS

Prof^a. Dr^a. Maria Ângela Vaz dos Santos – PUCRS

*“A humildade é o último
degrau da sabedoria.”
(Fernando Pessoa)*

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus pais Ilario Borges Brambila e Irene Hendler Brambila, pela vida e o amor que a mim dedicaram, ensinando seus mais importantes princípios de vida.

Aos meus queridos manos Adriano e Aline, pelo incentivo e por sempre torcerem pelo meu sucesso.

À família, pilares de minha vida, pessoas especiais a quem devo tudo o que sou hoje. Tenho certeza de que estão vibrando neste momento.

EHB

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar ao meu orientador e amigo, Carlos Alexandre dos Santos (grande “Bigorna”), por compartilhar deste sonho, contribuindo de forma direta para sua concretização, com seu conhecimento e amizade.

Ao meu co-orientador, Paulo Renato Perez dos Santos, por acreditar no meu trabalho e na minha capacidade, me incentivando e apoiando sempre. A sua enorme dedicação, paciência e amizade foram fundamentais para a realização deste trabalho.

Agradeço a Serraff Indústria de Trocadores de Calor, em especial aos amigos João Carlos Scheibler e Vanderson Scheibler pelo apoio técnico e financeiro indispensáveis para a realização deste trabalho.

À Prof.^a Maria Angela Vaz do Santos, pela receptividade e pela eterna disposição em ajudar.

Aos técnicos Airton Soares Nobre e Jaqueval Senna de Ávila, pela contribuição na montagem da bancada de ensaios.

Aos amigos do NUCLEMAT, CEMM, LEPTA e da SERRAFF: Benno, Boni, Bruno, Celso, Gaspar, Graciela, Jair (Ratão), Jéferson, Karion, Marcelo, Marco, Mauro, Oswaldo, Sérgio, Shure e Vanessa.

A Prof.^a Ana Maria Spohr por disponibilizar o uso da máquina de ensaio.

À Anderson Quadros, pela ajuda na edição das imagens.

Em especial aos meus pais por todo amor, apoio e esforço no investimento em minha formação, nunca deixando que eu desistisse desta meta. Aos meus irmãos por todo carinho e união familiar.

A minha amada namorada Mônica Regina Assmann por sempre estar ao meu lado me proporcionando alegria, pela compreensão e por me incentivar nos momentos de angústias.

Aos meus amigos engenheiros Estefan Vasconcelos, Filipe Senh Febras, José Gabriel Melchior, Sérgio Boscato Garcia, Marcelo Parmentier Carvalho, Sílvio Santos pelo companheirismo e amizade, especialmente para os momentos mais difíceis deste trabalho.

À tia Angela Carvalho, pelos conselhos e ajuda na correção.

Enfim, a todos que ajudaram de alguma forma para minha formação.

SUMÁRIO

DEDICATÓRIA	5
AGRADECIMENTOS.....	6
SUMÁRIO	7
LISTA DE FIGURAS.....	11
LISTA DE TABELAS	19
LISTA DE QUADROS.....	20
LISTA DE SÍMBOLOS.....	21
RESUMO	23
ABSTRACT	24
1. INTRODUÇÃO.....	25
2. OBJETIVOS.....	28
2.1. Objetivos Específicos.....	28
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	29
3.1. Trocadores de Calor	29
3.1.1. Ciclo de Refrigeração Mecânica.....	30
3.1.1.1. Compressor	32
3.1.1.2. Condensador	32
3.1.1.3. Dispositivo de Expansão.....	32
3.1.1.4. Evaporador	32
3.2. Fabricação dos Trocadores de Calor de Tubos Aletados	33
3.2.1. Corte e Dobra do Tubo.....	33
3.2.2. Construção das Aletas.....	34
3.2.3. Montagem do Trocador	35
3.2.4. Soldagem das Curvas	35
3.2.5. Teste de Estanqueidade.....	36
3.3. Transferência de Calor e Meios de Refrigeração	37
3.3.1. Gelo.....	38
3.3.1.1. Processo de Formação da Camada de Gelo no Evaporador.	39

3.3.1.2. Métodos para Degelos do Evaporador.....	39
3.3.1.3. Eficiência do Degelo	40
3.4. Características dos Tubos de Cobre do Evaporador	40
3.4.1. Propriedades Termofísicas e Mecânicas do Cobre	40
3.4.2. Corrosão do Cobre	43
3.5. Integridade Estrutural de Tubos.....	45
3.5.1. Tensões Residuais	45
3.5.2. Fadiga.....	45
3.5.3. Influência do Ciclo Térmico nas Deformações	46
3.5.4. Descrição da Deformação por Rechupe em Tubos de Cobre	48
3.5.5. Rechupe	49
3.5.6. Monitoramento da Formação do Rechupe	51
3.5.7. Reparo do Evaporador com Rechupe	51
3.6. Formulação Matemática para os Tubos dos Evaporadores.....	51
3.6.1. Tensões em um Tubo Livre de Defeitos	52
3.6.2. Critérios de Resistência dos Materiais.....	54
3.6.3. Alongamento Radial das Cascas Cilíndricas Sob Pressão Interna.....	55
4. MATERIAIS E MÉTODOS	56
4.1. Análises Metalográficas	57
4.1.1. Preparação das Amostras para Análise em Microscopia Óptica e Microscopia Eletrônica de Varredura.....	57
4.2. Projeto e Construção da Bancada Experimental de Ensaio	57
4.2.1. Sistema de Refrigeração	58
4.2.2. Ciclo de Refrigeração por Compressão Mecânica a Vapor.....	59
4.2.3. Componentes Auxiliares do Sistema de Refrigeração.....	62
4.2.4. Fluido Refrigerante	65
4.2.5. Câmara de Testes	66
4.2.6. Sistema de Controle, Instrumentação e Aquisição de Dados.....	68
4.2.6.1. Controle de Temperatura	69
4.2.6.2. Sensor de Pressão	69
4.2.6.3. Sensor de Umidade	71
4.2.6.4. Conversor de Sinal RS-232 / RS-485	71

4.2.6.5. Software de Comunicação e Supervisão dos Controladores.	72
4.2.7. Implementação do Sistema Principal de Controle da Bancada	72
4.2.8. Carga do Fluido Refrigerante	73
4.2.8.1. Procedimento de Carga	74
4.2.9. Instrumentação do Sistema	74
4.2.10. Dispositivo para Simplificação do Modelo Real	75
4.3. Ensaio Mecânicos	78
4.3.1. Ensaio de Tração Uniaxial	79
4.3.1.1. Medição da Área de Tubo	80
4.3.2. Ensaio de Indentação	82
4.3.3. Ensaio de Indentação Sob Pressão Interna	85
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES	87
5.1. Análises Metalográficas	88
5.1.1. Resultados dos Trocadores de Calor Comerciais	88
5.1.1.1. Análise Visual e Retirada de Amostras	88
5.1.1.2. Microscopia Óptica do Tubo Novo, Tubo Expandido e do Tubo Danificado Comercialmente	90
5.1.1.3. Microscopia Eletrônica de Varredura (MEV)	98
5.1.2. Resultados dos Evaporadores do Experimento	105
5.1.2.1. Análise Visual e Retirada de Amostras	105
5.1.2.2. Medição da Profundidade do Rechupe	106
5.1.2.3. Microscopia Óptica dos Tubos Danificados	107
5.2. Instrumentação do Experimento	111
5.2.1. Parâmetros Operacionais e de Controle	112
5.2.2. Avaliação da Pressão Interna (Sensor p1 e p2)	115
5.2.3. Avaliação da Temperatura no Evaporador (Sensor T1 e T2)	118
5.2.4. Avaliação da Temperatura na Primeira Seção de Testes do Evaporador (Sensor T1 e T4)	121
5.2.5. Avaliação da Temperatura na Segunda Seção de Testes (Sensor T6 e T2)	122
5.2.6. Avaliação da Temperatura da Camada de Gelo na Segunda Seção de Testes do Evaporador (Sensor T7)	123

5.2.7. Avaliação da Temperatura e Umidade da Câmara de Testes (Sensor T3 e H1)	126
5.3. Ensaios Mecânicos	128
5.3.1. Ensaios de Tração.....	128
5.3.2. Ensaios de Indentação Base 120°	132
6. CONCLUSÕES	141
7. PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS	143
8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	144
ANEXOS	150
A.1 - Ensaios de Indentação na Base 90°	150
APÊNDICE.....	154
B.1 - Considerações para a Modelagem Matemática.....	154
B.2 - Resultados da Simulação Numérica	158
B.3 - Projeto Completo do Condensador	162
B.4 - Projeto Completo do Evaporador	163
B.5 - Especificação, Descrição e Incerteza dos Instrumentos do Sistema de Medição	164
B.6 - Certificado de Calibração da Máquina Universal de Ensaios	166
B.7 - Certificado de Calibração da Célula de Carga.....	167

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1. Trocador de calor de tubo aletado (evaporador comercial do catálogo SERRAFF).	26
Figura 1.2. Tubo danificado apresentando uma depressão na sua curvatura.	27
Figura 3.1. Trocadores de calor de tubo aletado (evaporador automotivo do catálogo SERRAFF).	30
Figura 3.2. Sistema de compressão mecânica de vapor (adaptado de Stoecker, 2002).	30
Figura 3.3. Comparação entre o ciclo ideal e o ciclo real de refrigeração em um diagrama T-s (adaptada de Hermes, 2006).	31
Figura 3.4. Bobinas de cobre (site da empresa Parapanema).....	33
Figura 3.5. Detalhe do anel espaçador da aleta.	34
Figura 3.6. Representação da estrutura molecular da água líquida e do gelo: (a) água, (b) gelo.	38
Figura 3.7. Condutividade térmica do cobre puro (Davis, 2003).	42
Figura 3.8. Variação do calor específico com a temperatura do cobre puro (Davis, 2003).	42
Figura 3.9. Formato predominante da deformação por rechupe em tubos (Macdonald, 2007).	49
Figura 3.10. (a) vaso cilíndrico submetido a pressão interna, (b) corte circunferencial de um vaso cilíndrico, (c) corte infinitesimal de um vaso cilíndrico.	52
Figura 3.11. Círculo de Tensões de Mohr em um vaso cilíndrico.	54
Figura 4.1. Fluxograma da metodologia empregada na construção do trabalho.	56
Figura 4.2. Diagrama esquemático de funcionamento do sistema no ciclo de refrigeração.	58
Figura 4.3. Diagrama esquemático de funcionamento do sistema no ciclo de degelo.	59
Figura 4.4. Compressor com carcaça transparente de polimetil-metacrilato (figura meramente ilustrativa).	60

Figura 4.5. Vista isométrica do condensador.....	60
Figura 4.6. Tubo capilar utilizado para a expansão.	61
Figura 4.7. Vista isométrica do evaporador.	62
Figura 4.8. Filtro secador.	63
Figura 4.9. Acumulador de sucção construído.....	63
Figura 4.10. Visor de líquido e indicador de umidade.	64
Figura 4.11. Representação esquemática da válvula reversora de ciclo: (a) ciclo de refrigeração; (b) ciclo de degelo (adaptada de http://www.hvactc.com/ref_basics/800x600/heat_pumps1.htm). ...	64
Figura 4.12. Ventilador axial de 200 mm.	65
Figura 4.13. Cilindro de fluido R-22.	66
Figura 4.14. Disposição do evaporador dentro da câmara de testes: (a) desenho; (b) foto.....	67
Figura 4.15. Vista simplificada da bancada de testes.....	67
Figura 4.16. Vista geral da bancada de testes.....	68
Figura 4.17. Controlador TC-900Riclock da Full Gauge (figura retirada do Catálogo Full Gauge).....	69
Figura 4.18. Sensor resistivo de temperatura (figura retirada do Catálogo Full Gauge).....	69
Figura 4.19. Controlador PCT-400Riclock (figura retirada do Catálogo Full Gauge).....	70
Figura 4.20. Transdutor de pressão SB38-500V (figura retirada do Catálogo Full Gauge).	70
Figura 4.21. Controlador MT-530Riplus da Full Gauge (figura retirada do Catálogo Full Gauge).....	71
Figura 4.22. Conversor de sinal RS-232 da Full Gauge (figura retirada do Catálogo Full Gauge).....	71
Figura 4.23. Tela principal do programa Sitrad [®] da Full Gauge Controls.	72
Figura 4.24. Diagrama elétrico de montagem do controlador principal.....	73
Figura 4.25. Detalhe para o encapsulamento do tubo: (a) seção de testes, (b) vista em corte da seção.....	76
Figura 4.26. Desenho da disposição dos sensores no evaporador.	77
Figura 4.27. Foto da disposição dos sensores no evaporador.	77

Figura 4.28. Foto da localização dos sensores de pressão e temperatura na entrada do evaporador.....	78
Figura 4.29. Fixação e dimensões do corpo de prova.	79
Figura 4.30. Corpo de prova e seus insertos.	79
Figura 4.31. Esquema de medição dos corpos de prova ensaiados.....	80
Figura 4.32. Medições ópticas da espessura do tubo expandido.	81
Figura 4.33. Máquina para ensaio de indentação EMIC DL2000 (Site da empresa EMIC).....	83
Figura 4.34. Modelos de bases para o ensaio de indentação.....	84
Figura 4.35. Tubo de cobre pressurizado a 1310,0 kPa (190 psig).	86
Figura 5.1. Fluxograma de apresentação dos resultados.	87
Figura 5.2. Trocador de calor danificado em uso.....	88
Figura 5.3. Área danificada do trocador de calor.	89
Figura 5.4. Tubo danificado.	89
Figura 5.5. Corte transversal do tubo danificado.	90
Figura 5.6. Amostra longitudinal do tubo novo, aumento de 200 vezes.....	91
Figura 5.7. Amostra longitudinal do tubo novo, aumento de 500 vezes (região em destaque na Figura 5.6).....	91
Figura 5.8. Amostra longitudinal do tubo novo, aumento 1000 vezes (região em destaque na Figura 5.7).....	91
Figura 5.9. Amostra transversal do tubo novo, aumento de 200 vezes.	92
Figura 5.10. Amostra transversal do tubo novo, aumento de 500 vezes.	93
Figura 5.11. Amostra transversal do tubo novo, aumento de 1000 vezes (região em destaque na Figura 5.10).....	93
Figura 5.12 – Amostra longitudinal do tubo expandido, aumento de 500 vezes.	94
Figura 5.13 – Amostra longitudinal do tubo expandido, aumento de 1000 vezes (região em destaque na Figura 5.12).	94
Figura 5.14 – Amostra transversal do tubo expandido, aumento de 500 vezes.	95
Figura 5.15 – Amostra transversal do tubo expandido, aumento de 1000 vezes (região em destaque na Figura 5.14).	95

Figura 5.16. Amostra longitudinal do tubo danificado comercialmente, aumento de 500 vezes.....	96
Figura 5.17. Amostra longitudinal do tubo danificado comercialmente, aumento de 1000 vezes.....	96
Figura 5.18. Amostra transversal do tubo danificado comercialmente, aumento de 500 vezes.....	97
Figura 5.19. Amostra transversal do tubo danificado comercialmente, aumento de 1000 vezes.....	97
Figura 5.20. Amostra transversal do tubo novo, modo SE, aumento de 2000 vezes.	98
Figura 5.21. Amostra transversal do tubo novo, modo SE, aumento de 4000 vezes (região em destaque na Figura 5.20).	99
Figura 5.22. Amostra transversal do tubo novo, modo BSE, aumento de 2000 vezes.	99
Figura 5.23. Amostra transversal do tubo danificado comercialmente, modo SE, aumento de 2000 vezes.	100
Figura 5.24. Amostra transversal do tubo danificado comercialmente, modo SE, aumento 4000 vezes (região em destaque na Figura 5.23)..	100
Figura 5.25. Amostra transversal do tubo danificado comercialmente, modo SE, aumento de 8000 vezes (região em destaque na Figura 5.24).	101
Figura 5.26. Amostra transversal do tubo danificado comercialmente, modo BSE, aumento de 2000 vezes.	101
Figura 5.27. Amostra transversal do tubo danificado comercialmente, modo BSE, aumento de 4000 vezes (região em destaque na Figura 5.26).	102
Figura 5.28. EDS dos elementos químicos no tubo de cobre.	103
Figura 5.29. Amostra longitudinal do tubo danificado comercialmente, aumento de 2000 vezes.	104
Figura 5.30. Evaporadores danificados na bancada de testes: (a) evaporador 1; (b) evaporador 2.	105
Figura 5.31. Tubos danificados retirados do evaporador: (a) tubo 1; (b) tubo 2; (c) tubo 3.....	106

Figura 5.32. Método de medição da profundidade do rechupe.....	107
Figura 5.33 – Amostra longitudinal do tubo 1, aumento de 100 vezes.	108
Figura 5.34 – Amostra longitudinal do tubo 1, aumento de 500 vezes.	108
Figura 5.35 – Amostra longitudinal do tubo 1, aumento de 1000 vezes (região em destaque na Figura 5.34).....	109
Figura 5.36 – Amostra transversal do tubo 1, aumento de 100 vezes.	109
Figura 5.37 – Amostra transversal do tubo 1, aumento de 200 vezes.	110
Figura 5.38 – Amostra longitudinal do tubo 2, aumento de 100 vezes.	110
Figura 5.39 – Amostra longitudinal do tubo 2, aumento de 500 vezes.	111
Figura 5.40 – Amostra longitudinal do tubo 2, aumento de 1000 vezes.	111
Figura 5.41. Bancada de testes em operação: vista frontal.	113
Figura 5.42. Bancada de testes vista lateral.	114
Figura 5.43. Bancada de testes vista posterior.	114
Figura 5.44. Espectro de pressão interno do evaporador.	115
Figura 5.45. Espectro de pressão interno do evaporador no início do ensaio (gráfico da região em destaque na Figura 5.44).	116
Figura 5.46. Espectro de pressão interno do evaporador no início da formação do rechupe (gráfico da região em destaque na Figura 5.44).....	117
Figura 5.47. Espectro de pressão interno do evaporador no final do ensaio (gráfico da região em destaque na Figura 5.44).	117
Figura 5.48. Espectro de pressão interno do evaporador durante a formação do rechupe (gráfico da região em destaque na Figura 5.44).	118
Figura 5.49. Variação das temperaturas de entrada e saída no evaporador.	119
Figura 5.50. Variação das temperaturas de entrada e saída no evaporador no início do ensaio (gráfico da região em destaque na Figura 5.49).	120
Figura 5.51. Variação das temperaturas de entrada e saída no evaporador durante o ensaio (gráfico da região em destaque na Figura 5.49).	120
Figura 5.52. Variação das temperaturas de entrada e saída no evaporador no final do ensaio (gráfico da região em destaque na Figura 5.51). ..	121

Figura 5.53. Variação das temperaturas de entrada e saída na primeira seção de testes do evaporador no final do ensaio.	122
Figura 5.54. Variação das temperaturas de entrada e saída na segunda seção de testes do evaporador no final do ensaio.....	123
Figura 5.55. Variação da temperatura da camada de gelo.....	124
Figura 5.56. Variação da temperatura da camada de gelo no início do ensaio (gráfico da região em destaque na Figura 5.55).	124
Figura 5.57. Variação da temperatura do gelo durante o ensaio (gráfico da região em destaque na Figura 5.55).....	125
Figura 5.58. Variação da temperatura do gelo no final do ensaio (gráfico da região em destaque na Figura 5.57).....	126
Figura 5.59. Variação da temperatura e umidade da câmara de testes no início do ensaio (curva verde – temperatura; curva amarela – umidade).....	127
Figura 5.60. Variação da temperatura e umidade da câmara de testes no final do ensaio (curva verde – temperatura; curva amarela – umidade).	127
Figura 5.61. Curva tensão-deformação obtidas no ensaio de tração de N1, N2 e N3.	129
Figura 5.62. Detalhe da curva tensão-deformação de N1, N2 e N3 (gráfico da região em destaque na Figura 5.61).....	129
Figura 5.63. Curva tensão-deformação obtidas no ensaio de tração de E1, E2, E3, E4 e D1.	130
Figura 5.64. Detalhe da curva tensão-deformação de E1, E2, E3, E4 e D1 (gráfico da região em destaque na Figura 5.63).	130
Figura 5.65. Corpo de prova rompido após o ensaio de tração e corpo de prova original.	132
Figura 5.66. Ensaio de indentação do corpo de prova na base de 120°.....	132
Figura 5.67. Contato entre o punção indentador e a amostra do tubo.....	133
Figura 5.68. Força versus deslocamento do punção indentador para as amostras N4, N5 e N6.	134
Figura 5.69. Força versus deslocamento do punção indentador para as amostras E5, E6 e E7.....	134

Figura 5.70. Tubo de cobre pressurizado ao final do ensaio.	135
Figura 5.71. Força versus deslocamento do punção indentador para as amostras P1, P2 e P3.	135
Figura 5.72. Força versus deslocamento do punção indentador para as amostras D2 e D3.	136
Figura 5.73. Força versus deslocamento do punção indentador para as amostras N4, N5, N6, E5, E6, E7, P1, P2, P3, D2 e D3.	137
Figura 5.74. Detalhe do gráfico da Figura 5.73 para as amostras E7, P1, D1 e D2.	137
Figura 5.75. Ensaio da curva do tubo de cobre.	138
Figura 5.76. Força versus deslocamento do punção indentador para a amostra C1.	139
Figura A.1. Ensaio de indentação do corpo de prova na base de 90°.	150
Figura A.2. Força versus deslocamento do punção indentador para as amostras N7, N8 e N9.	151
Figura A.3. Força versus deslocamento do punção indentador para as amostras E8, E9, E10 e P4.	152
Figura B.1. Modelo tridimensional.	154
Figura B.2. Definição das propriedades do material no programa SolidWorks®.	155
Figura B.3. Definição do contato entre o punção indentador e o tubo de cobre no SolidWorks®.	156
Figura B.4. Definição do tamanho máximo de cada elemento na malha computacional.	157
Figura B.5. Malha computacional criada para a simulação do corpo de prova.	157
Figura B.6. Simulação do deslocamento sofrido pelo tubo expandido submetido a uma carga de indentação de 60 N.	158
Figura B.7. Simulação da tensão suportada pelo tubo expandido submetido a uma carga de indentação de 60 N.	159
Figura B.8. Simulação do deslocamento sofrido pelo tubo pressurizado com 1310,0 kPa (190 psig), submetido a uma carga de indentação de 60 N.	160

Figura B.9. Simulação da tensão suportada pelo tubo pressurizado com 1310,0 kPa (190 psig), submetido a uma carga de indentação de 60 N.	160
Figura B.10. Comparação dos resultados dos ensaios de indentação com o simulado.	161

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1. Propriedades físicas, mecânicas e metalúrgicas do tubo de cobre.	41
Tabela 3.2. Propriedades termofísicas de alguns materiais (Incropera, 2003).	43
Tabela 4.1. Dimensões médias das amostras para o ensaio de tração.....	81
Tabela 4.2. Dimensões da base de ensaio e do punção indentador.	82
Tabela 4.3. Dimensões médias das amostras para o ensaio de indentação na base de 120°.....	85
Tabela 5.1. Quantificação do rechupe para as amostras danificadas.....	107
Tabela 5.2. Propriedades mecânicas médias das amostras, obtidas no ensaio de tração.....	128
Tabela 5.3. Resultados do ensaio de indentação para a base de 120°.	139
Tabela A.1. Dimensões médias das amostras para o ensaio de indentação na base de 90°.....	151
Tabela A.2. Resultados do ensaio de indentação para a base de 90°.....	152
Tabela B.1 – Especificações técnicas do controlador de temperatura.....	164
Tabela B.2 – Especificações técnicas do controlador de pressão.	164
Tabela B.3 – Especificações técnicas do controlador de temperatura e umidade.	165

LISTA DE QUADROS

Quadro 4.1. Pontos de medições no evaporador: T – temperatura; p_i – pressão interna; UR – umidade relativa.....	75
---	----

LISTA DE SÍMBOLOS

- C_P → Calor específico (J/kg.K);
 d → Diâmetro interno do tubo (m);
 D_0 → Diâmetro externo do tubo (m);
 D → Tubo danificado;
 E → Tubo expandido;
 E → Módulo de elasticidade do material ou Módulo de Young (Pa);
 F_{\max} → Força máxima de indentação (N);
 h → Coeficiente de transferência de calor (W/m².K);
 k → Condutividade térmica do material (W/m.K);
 L → Comprimento (m);
 \dot{m} → Fluxo de massa do fluido (kg/s);
 N → Tubo novo;
 P → Tubo novo;
 p_i → Pressão interna do tubo (Pa);
 p_e → Pressão externa do tubo (Pa);
 q_s → Calor absorvido por convecção (W);
 Q_a → Calor absorvido (W);
 Q_r → Calor rejeitado (W);
 Re → Número de Reynolds;
 r → Raio interno do tubo (m);
 r_m → Raio médio do tubo (m);
 S → Entropia do sistema (J/kg.K);
 S_0 → Seção transversal original do tubo (m²);
 t → Espessura nominal de parede do tubo (m);
 T → Temperatura (°C);
 T_s → Temperatura da superfície (°C);
 T_{sat} → Temperatura de saturação do fluido (°C);
 UR → Umidade relativa do ar (%);

Letras Gregas

- α → Coeficiente de dilatação térmica ($^{\circ}\text{C}^{-1}$);
- δ_r → Profundidade remanescente do rechupe (m);
- δ_{\max} → Deslocamento máximo do punção indentedor (m);
- δ_r / δ_{\max} → Retorno elástico do rechupe (%);
- Δ → Variação;
- ρ → Massa específica do fluido (kg/m^3);
- ε → Deformação linear específica do material (%);
- ε_c → Deformação crítica (%);
- ν → Coeficiente de Poisson;
- σ → Tensão do material (Pa);
- σ_e → Tensão de escoamento do material (Pa);
- σ_u → Limite de resistência a tração (Pa);
- σ_1 → Tensão circunferencial ou tangencial (Pa);
- σ_2 → Tensão longitudinal ou axial (Pa);
- σ_3 → Tensão normal ou radial (Pa);
- σ'_3 → Tensão contra radial (Pa);
- σ_{mises} → Tensão equivalente de Von Mises (Pa);
- σ_{tresca} → Tensão equivalente de Tresca (Pa);
- τ_{\max} → Tensão de cisalhamento máxima no plano (Pa).

RESUMO

BRAMBILA, EVANDRO. **Estudo do defeito tipo rechupe em tubos de cobre de trocadores de calor**. Porto Alegre. 2008. Dissertação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Tecnologia de Materiais, PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DO RIO GRANDE DO SUL.

Neste trabalho foi analisado experimentalmente o processo de deformação radial em tubos de cobre que estão submetidos a ciclos termomecânicos em trocadores de calor. O objetivo principal consiste no estudo da formação do defeito tipo rechupe, visando entender a origem da deformação. Para a repetição do processo de formação do defeito, construiu-se uma bancada de testes utilizando o fluido refrigerante R-22, semelhante ao que ocorre em aplicações comerciais. A formação da camada de gelo externa ao tubo de testes foi feita de maneira artificial, ocorrendo o degelo por vapor superaquecido, retratando o que ocorre na prática. Foram utilizados instrumentos de controle e de coleta de dados para a comprovação da gradual formação do rechupe, relacionando a sua intensidade com a severidade dos ciclos de pressão e temperatura. As propriedades do tubo novo, expandido e do tubo defeituoso foram avaliadas com a análise da microestrutura, ensaios de tração e indentação, observando as diferentes respostas do material cada estado de processamento mecânico. Com os resultados obtidos foi possível verificar que a espessura da camada de gelo possui grande influência na deformação tipo rechupe, e que as curvas dos evaporadores estão menos sujeitas a formação do defeito que os tubos. O aumento da perda de carga no evaporador influencia diretamente as temperaturas do sistema, retratando uma acentuada perda de eficiência. A ocorrência do rechupe está sempre localizada próxima a entrada do fluido refrigerante. Finalmente, a correlação entre a má prática operacional, a ausência de ciclos periódicos de degelo, induz a formação do defeito tipo rechupe.

Palavras-Chaves: Rechupe, Deformação, Sistema de Refrigeração, Trocadores de Calor.

ABSTRACT

BRAMBILA, EVANDRO. **Study of the dent defect in the heat exchangers copper pipes.** Porto Alegre. 2008. Master Thesis. Pos-Graduation Program in Materials Engineering and Technology, PONTIFICAL CATHOLIC UNIVERSITY OF RIO GRANDE DO SUL.

In this work was experimentally analyzed the process of radial deformation in copper pipes submitted to a thermomechanical cycles in heat exchangers. The main objective is the study of the dent formation in order to understand the cause of the deformation. A simulator was build using R-22 as a fluid refrigerant to repeat the process of formation the dent. The external frost formation on the tube was made in the artificial way. The defrost was made by hot gas method, same as occurred in commercial applications. Control devices and sensors were used to measure data and control variable process to analyse the gradual formation of the dent, relating the intensity of the deformation with the severity of pressure cycle and temperature. The properties of the new tube, expanded tube and the defective tube were evaluated by microstructure analysis, tensile and indentation tests, observing the different behavior of the material to each state of mechanical processing. With the results achieved it was possible to verify that the layer thickness of the ice has great influence in the dent deformation, and the curves of the evaporator are less subject to the dent formation than pipes. The increase of pressure drop in the evaporator has directly influence on the temperatures of the system, which shows one accented loss of efficiency. The dent occurrence always is located near the entry of the fluid refrigerant. Finally, the correlation between bad operational practices and the absence of periodic cycles of defrost induce the formation the dent defect.

Key-Words: Dent, Deformation, Refrigeration System, Heat Exchangers.

1. INTRODUÇÃO

Observou-se a ocorrência de problemas isolados em trocadores de calor comerciais utilizados em sistemas de refrigeração de baixa temperatura. Os trocadores de calor apresentavam uma deformação radial ao longo do tubo de cobre, sendo que estes defeitos ocorriam após um determinado ciclo de trabalho.

Os trocadores de calor (condensador e evaporador) são componentes termomecânicos usados em processos de transferência de calor, com o objetivo principal de propiciar a troca de energia entre dois ou mais meios. Eles são amplamente utilizados na transferência de calor para o armazenamento de alimentos, climatização de ambientes e no resfriamento ou aquecimento de líquidos, entre outras aplicações.

Os principais tipos de trocadores de calor podem ser classificados como: trocador de calor casco-tubo, trocador de calor de placas, trocador de calor de tubo aletado, trocador de calor evaporativo e trocador de calor tubo-tubo.

O trocador de calor de tubo aletado é o modelo estudado neste trabalho, possuindo como principais partes: suportes (cabeceiras), tubos e aletas.

Os suportes ou cabeceira é a estrutura do trocador de calor propriamente dita. Esta parte permite a sustentação dos tubos e é utilizada para a fixação do mesmo no sistema de refrigeração. Os tubos são o meio separador entre os dois fluidos, sendo os responsáveis pelo processo de troca térmica entre os mesmos. As aletas são inseridas nos tubos para aumentar a área de troca térmica, melhorando a transferência de calor. A Figura 1.1 apresenta um trocador de calor de tubo aletado comercial com a identificação de seus componentes.

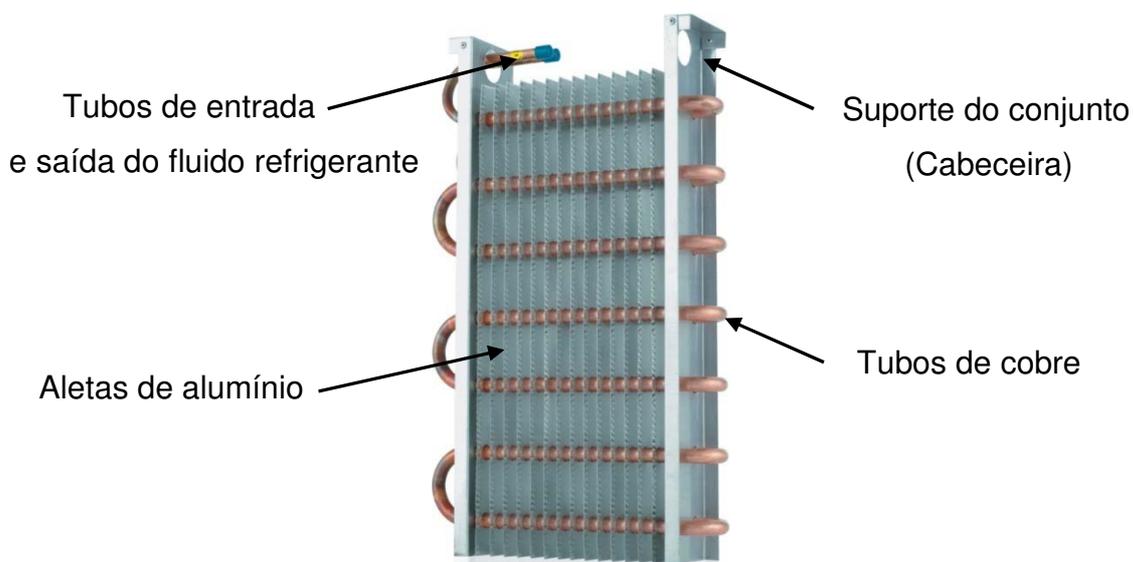


Figura 1.1. Trocador de calor de tubo aletado (evaporador comercial do catálogo SERRAFF).

Os trocadores de calor têm uma baixa taxa de degradação em ambientes normais, e a crescente evolução na sua engenharia tem possibilitado uma longa vida útil, sendo que a aceleração dos defeitos sempre está relacionada com a agressividade do ambiente e manutenção deficiente.

Os tubos dos trocadores de calor são fabricados com cobre fosforoso UNS C12200, material considerado bastante resistente à oxidação e de propriedades termomecânicas satisfatórias para construção e utilização.

Os defeitos percebidos nos tubos de cobre podem estar associados a distorções geométricas da seção do tubo, sendo comumente uma alteração radial na forma do tubo, podendo ser simplesmente nomeado por falha, mas por se tratar de um problema vindo da indústria, foi incorporado o jargão técnico para tal fenômeno, sendo este denominado a partir de agora de “rechupe”.

O histórico de falha por rechupe mostra problemas isolados em trocadores de calor utilizados em sistemas de refrigeração comerciais a baixa temperatura. Tais trocadores de calor apresentam uma deformação radial ao longo do tubo, defeito que ocorre após determinados períodos de trabalho, conforme exemplo apresentado na Figura 1.2. Todos os trocadores de calor que sofreram esse tipo de deformação eram empregados em sistemas de baixa temperatura com formação de depósitos de gelo nos tubos. Também na

maioria das situações utilizava-se o sistema de degelo por vapor superaquecido.



Figura 1.2. Tubo danificado apresentando uma depressão na sua curvatura.

O rechupe nos tubos é decorrente de variações cíclicas de pressão e temperatura durante a formação do gelo e no degelo. Tais fatores aumentam a concentração de tensões no tubo, causando a perda das propriedades termomecânicas características do tubo, e ocasionando assim uma alteração na estrutura (Noronha, 2005).

O problema do rechupe pode ser relacionado com os tubos de transporte de petróleo encontrado nas regiões árticas dos oceanos, operando com elevadas tensões devido à pressão da água e grandes gradientes de temperatura, encontrando-se uma semelhança nas condições a que estão submetidos os tubos de evaporadores (Cosham, 2002). Acredita-se que a formação do defeito tipo rechupe é um processo contínuo e lento, apresentando sempre um grau de avanço no decorrer do aumento do número de ciclos, caracterizando-se como uma deformação plástica permanente.

2. OBJETIVOS

O objetivo do presente trabalho consistiu no estudo do defeito tipo rechupe em tubos de cobre utilizados em trocadores de calor, utilizando um sistema de refrigeração em bancada, aquisição de dados com sensores de pressão, temperatura e umidade, bem como a realização de análises de microscopia óptica e microscopia eletrônica de varredura do tubo novo, tubo expandido, tubo danificado, e ensaios mecânicos de tração e indentação.

2.1. Objetivos Específicos

- Revisão da literatura atualizada em relação à trocadores de calor, transferência de calor, meios de refrigeração, defeitos em tubos de cobre no evaporador e formulação matemática para os tubos dos evaporadores;
- Montagem do sistema experimental para a indução do defeito tipo rechupe no tubo, similar ao encontrado em uso;
- Análise metalográfica e interpretação da mesma nas diferentes etapas de processamento dos tubos de cobre (novo, expandido e danificado);
- Análise e interpretação dos resultados de ensaios mecânicos para caracterização das principais propriedades dos tubos (alongamento, tensão de escoamento e de ruptura);
- Análise do comportamento dos gradientes de pressão e temperatura, durante os ensaios no simulador.
- Correlacionar as características do material, condições operacionais e a ocorrência do defeito tipo rechupe.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1. Trocadores de Calor

Trocadores de calor são componentes utilizados para adicionar ou retirar energia em sistemas. Eles são tipicamente classificados de acordo com o arranjo do escoamento do fluido e com a sua construção. Eles são utilizados para realizar o processo da troca térmica entre meios em diferentes temperaturas. Podem ser utilizados no aquecimento e resfriamento de ambientes, no condicionamento de ar, na produção de energia, na recuperação de calor e em processos químicos. Em virtude das muitas aplicações importantes, a pesquisa e o desenvolvimento dos trocadores de calor têm uma longa história, e devido à complexidade dos projetos, ainda hoje se busca aperfeiçoar seu desempenho, além da crescente preocupação pela conservação de energia e diminuição do custo de projeto (Bejan, 1996).

Os trocadores de calor de tubo aleta são muito utilizados em aplicações com gás e líquidos, tais como radiadores de automóvel, condicionadores de ar, serpentinas evaporativas e muitas outras aplicações. O líquido escoar através de tubos que podem suportar pressões internas relativamente altas e temperaturas criogênicas.

Trocadores de calor deste tipo possuem uma compacticidade máxima de $330 \text{ m}^2/\text{m}^3$, sendo extensivamente utilizado em várias aplicações industriais devido ao seu baixo custo de fabricação, seu baixo peso e por sua compacticidade.

Os trocadores de calor à ar apresentam um custo reduzido de manutenção quando comparados com os trocadores de calor evaporativos, uma vez que não há circulação ou evaporação de água (Stoecker, 1985).

A Figura 3.1 apresenta dois exemplos de trocador de calor com tubos aletados.

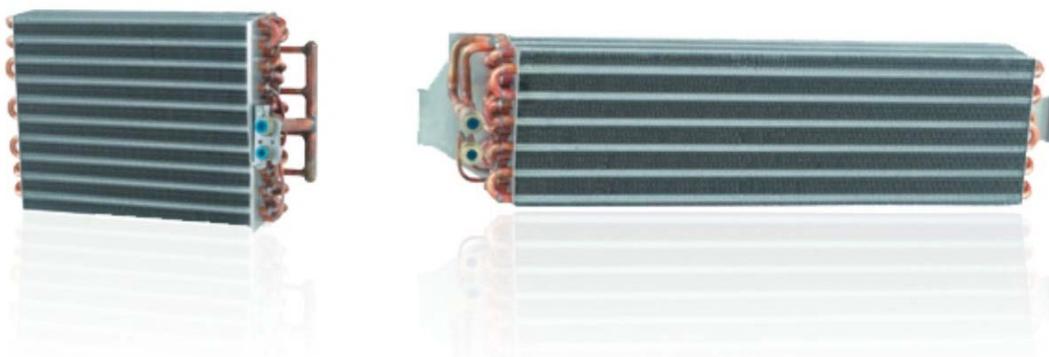


Figura 3.1. Trocadores de calor de tubo aletado (evaporador automotivo do catálogo SERRAFF).

3.1.1. Ciclo de Refrigeração Mecânica

A refrigeração por compressão mecânica de vapor é obtida através da evaporação de um fluido refrigerante a baixa temperatura em um sistema fechado. A Figura 3.2 mostra os principais componentes do sistema de refrigeração.

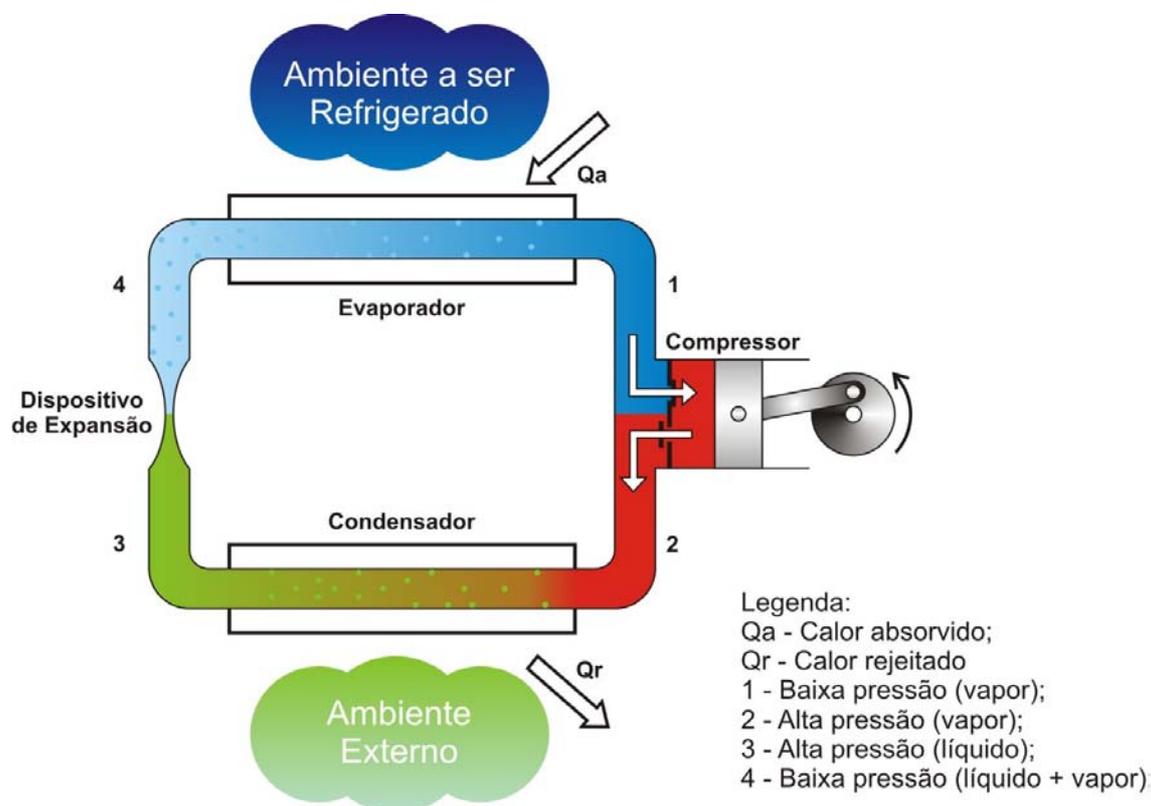


Figura 3.2. Sistema de compressão mecânica de vapor (adaptado de Stoecker, 2002).

A Figura 3.3 mostra os ciclos ideal e real de refrigeração mecânica. O ciclo ideal considera os processos de compressão e expansão adiabáticos e reversíveis, representados pela área ABCD da Figura 3.3. O ciclo real considera todas as influências, como atrito, perdas mecânicas, térmicas e elétricas, aqui representado pelos pontos 1234 na Figura 3.3.

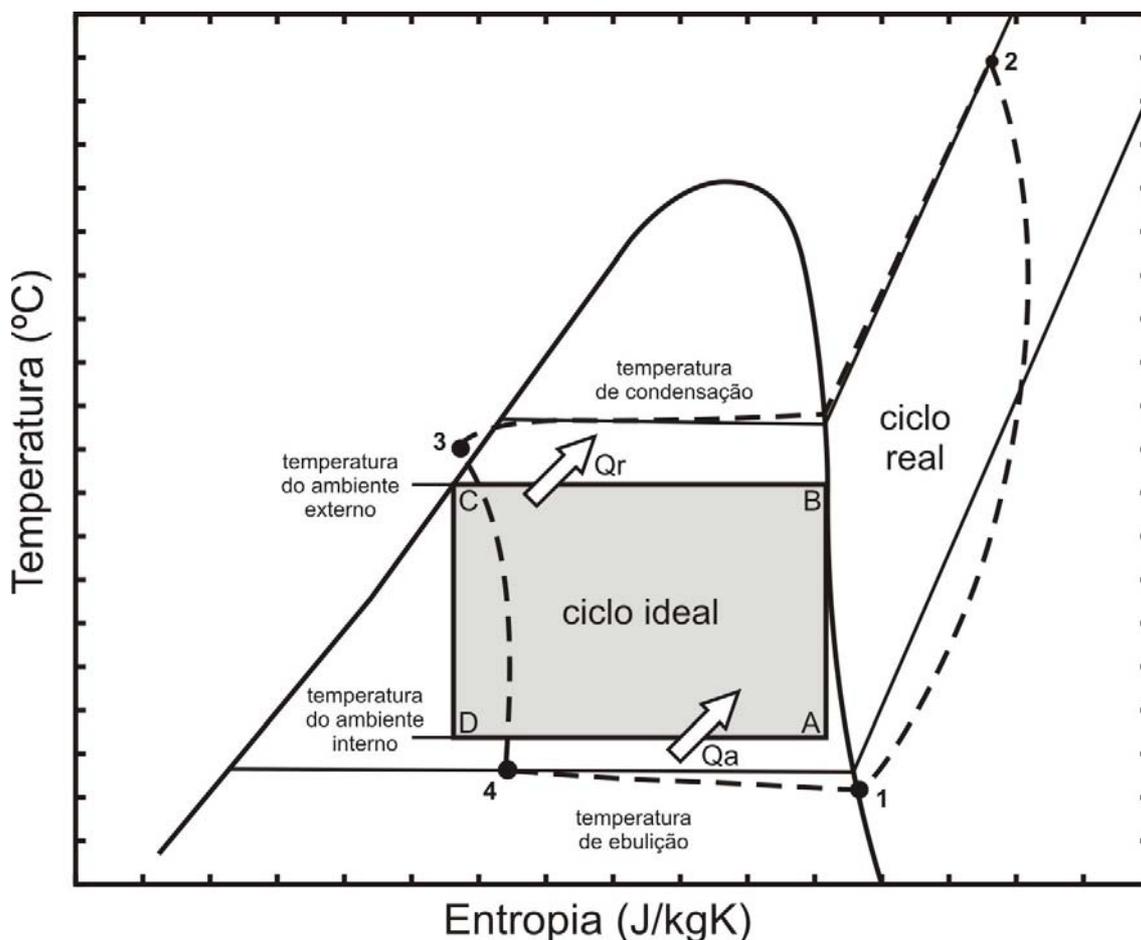


Figura 3.3. Comparação entre o ciclo ideal e o ciclo real de refrigeração em um diagrama T-s (adaptada de Hermes, 2006).

O ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor é constituído por quatro componentes principais: compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador.

Os quatro componentes compõem um ciclo termodinâmico, onde o compressor succiona fluido refrigerante superaquecido a baixa pressão do evaporador, comprimindo a alta pressão e alta temperatura. Em seguida, esse fluido passa pelo condensador, rejeitando calor para o ambiente externo, onde se condensa. Sob a forma de líquido sub-resfriado, o fluido refrigerante passa

pelo dispositivo de expansão originando uma mistura bifásica líquido-vapor a baixa pressão e temperatura. No evaporador, essa mistura absorve calor do ambiente e vaporiza-se, retornando novamente ao compressor onde esse ciclo é repetido continuamente.

3.1.1.1. Compressor

Compressor é um componente essencial ao sistema de refrigeração. Ele garante a circulação do fluido refrigerante por todo o sistema, fornecendo uma diferença de pressão entre as linhas de sucção e descarga.

3.1.1.2. Condensador

O condensador é um trocador de calor que tem a função de retirar o calor do fluido refrigerante e liberá-lo para o ambiente, propiciando sua condensação.

3.1.1.3. Dispositivo de Expansão

A função do dispositivo de expansão é controlar o fluxo de refrigerante em função da taxa de evaporação e manter um diferencial de pressão. Existem dois tipos básicos: o tubo capilar e a válvula de expansão.

O tubo capilar é um dispositivo de expansão empregado para diminuir a pressão do fluido através da perda de carga, sua expansão se dá através do atrito entre o refrigerante e as paredes do tubo e da aceleração do escoamento durante o processo de mudança de fase.

3.1.1.4. Evaporador

Este trocador de calor é utilizado no ambiente que se deseja refrigerar, fazendo a troca de calor do fluido a baixa pressão possibilitando a vaporização do líquido. A temperatura que o refrigerante sai do evaporador é maior do que a temperatura de ebulição. Esta diferença de temperatura é chamada de superaquecimento, devendo situar-se entre 3 e 6 °C.

3.2. Fabricação dos Trocadores de Calor de Tubos Aletados

Neste item é abordado o procedimento adotado para a fabricação de trocadores de calor de tubo aletado, os quais são construídos em várias etapas que serão detalhadas nos tópicos seguintes.

3.2.1. Corte e Dobra do Tubo.

O tubo do trocador de calor é feito em cobre fosforoso por ter características específicas para esta aplicação como: alta condutibilidade térmica, boa resistência à corrosão, boa conformabilidade e facilidade de união por brasagem.

O corte do tubo é realizado através de um cortador orbital, que efetua o processo através de um corte rotacional em torno do eixo do tubo, não apresentando qualquer rebarba após seu término, já que este processo não utiliza instrumentos de corte que possam gerar cavacos. Para a realização do corte, os tubos encontram-se enrolados em um carretel na forma de bobina, conforme a Figura 3.4, que é inserido em uma seqüência de rodízios que fazem o alinhamento do tubo com seu eixo, sendo posteriormente cortado no comprimento especificado no projeto.

Os tubos acabados devem apresentar internamente o brilho metálico do cobre e isentos de imperfeições mecânicas, tanto internas como externas. A limpeza do tubo deve atender aos requisitos estabelecidos na ABNT NBR 14666.



Figura 3.4. Bobinas de cobre (site da empresa Parapanema).

Após a finalização da etapa de corte, os tubos são inseridos na dobradeira de tubos. Essa máquina proporciona uma curvatura uniforme de até 180 graus. Popularmente este equipamento denomina-se “bengaleira”, sendo este nome dado pelo fato da máquina executar a dobra do mesmo, fazendo com que o tubo adquira um formato que lembra uma bengala. Todo este processo é executado de forma rápida e precisa, fazendo que o desperdício de material seja nulo, gerando grande ganhos de tempo e a diminuição dos custos de produção.

3.2.2. Construção das Aletas

As aletas são produzidas através de uma folha de alumínio, em processos rápidos, mas com certo grau de complexidade, já que a espessura do material está na ordem de 0,1 ~ 0,2 mm.

O alumínio é utilizado para este fim devido ao seu baixo peso específico, boa condutibilidade térmica, boa resistência à corrosão, além do domínio de sua tecnologia de fabricação. Outro dado importante, é que o alumínio possui propriedades mecânicas que facilitam o processo de construção das aletas, sendo possível a diminuição da espessura das mesmas, o que leva a um menor consumo de material.

O processo de estampagem do material consiste na inserção da bobina no desbobinador da máquina, fazendo uma alimentação contínua da folha de alumínio para a prensa excêntrica. Com a máquina em funcionamento, a folha de alumínio é estampada em uma matriz de pinos, que confere o formato das aletas, sendo posteriormente recortada e dividida em pedaços. A Figura 3.5 mostra em detalhe a aleta e os anéis espaçadores.



Figura 3.5. Detalhe do anel espaçador da aleta.

A prensa que faz a estampagem da aleta é de vital importância para uma boa eficiência do trocador de calor, pois quanto maior a precisão e aderência do colar ao tubo, maior será sua eficiência.

3.2.3. Montagem do Trocador

No primeiro momento as bengalas são inseridas em seqüência nas aletas, formando o monobloco do trocador de calor. O tubo de cobre é conformado a frio por um expansor mecânico que tem a função de aumentar o diâmetro dos mesmos, dando rigidez ao conjunto e uma perfeita aderência das aletas com os tubos.

O processo de expansão do tubo é uma deformação elástica/plástica, seguido de uma relaxação elástica do tubo. Este procedimento propicia uma máxima performance por área de troca, com o pacote atingindo o seu comprimento final, e as aletas ficando distanciadas através do seu anel espaçador.

A expansão de trocadores de calor confeccionado em outros materiais é difícil. “Não é possível expandir tubos de latão, devido ao surgimento de micro-trincas durante a conformação mecânica a frio dos tubos. Também não é possível expandir tubos de aço carbono e aço inoxidável, devido ao elevado retorno elástico do material, o que reduz o contato tubo-aleta, diminuindo a performance do trocador” (site da empresa Gea do Brasil).

3.2.4. Soldagem das Curvas

A solda dos tubos é feita por brasagem, e esta etapa faz parte do procedimento para a união das curvas com as bengalas, fazendo o fechamento do trocador de calor.

Brasagem é um processo de união de metais através do aquecimento abaixo da temperatura de fusão dos mesmos, adicionando-se uma liga de solda (metal de adição) no estado líquido, a qual penetra na folga entre as superfícies a serem unidas. Ao se resfriar, a junta torna-se rígida e resistente.

O cobre é provavelmente o metal mais fácil de ser brasado, existindo uma gama de metais de adição para ligas de cobre. A uma temperatura superior de 480 °C, o metal de adição é depositado na peça se recristalizando.

A boa qualidade das brasagens é de fundamental importância para evitar eventuais reprocessos, devido a vazamentos e/ou entupimentos nos pontos de brasagem. Para que todos esses efeitos ocorram de forma satisfatória, algumas características fundamentais da preparação das juntas devem ser observadas: as partes a serem unidas devem estar completamente limpas, isentas de óleo, graxa, poeira, tinta, oxidação e detritos de qualquer natureza; as folgas devem estar compreendidas entre os valores especificados para o método de aquecimento empregado; o metal de adição e fluxo devem ser adequados às ligas de materiais base a serem unidas.

Os metais de adição são constituídos de cobre e fósforo no caso da solda Foscooper, fósforo e prata no caso da solda Silfoscooper. Estes metais de adição são muito utilizados em indústrias de refrigeração e ar condicionado, eles suportam temperaturas de trabalho entre aproximadamente -50 °C e 200 °C. As ligas de Silfoscooper diferenciam-se das ligas de Foscooper por apresentarem melhor desempenho na brasagem de componentes sujeitos a vibração. Quanto maior o teor de prata, maior a resistência à vibração (Brastak, 2008).

3.2.5. Teste de Estanqueidade

A metodologia do teste constitui-se em pressurizar o equipamento com nitrogênio e submergi-lo em um tanque com água, verificando se há liberação de bolhas do trocador de calor. Se depois de transcorrido cinco minutos não houver nenhuma bolha de ar proveniente do interior do equipamento, pode-se considerar o mesmo como operacionalmente estanque.

Após o ensaio de estanqueidade, as peças são lavadas com um jato de pressão com água para remoção de eventuais impurezas sólidas e líquidas de processo. Finalmente, as peças são secas por um jato de ar a alta pressão e embaladas para entrega.

3.3. Transferência de Calor e Meios de Refrigeração

Denomina-se como calor sensível a quantidade de calor empregada para que haja variação de temperatura em uma substância. Os modos de transferência de calor podem ser de condução, convecção e/ou irradiação.

Transformação de Fase

Transformação de fase em substâncias ocorre conforme o diagrama de fases. Mudanças de pressões ou de temperatura podem ocasionar a mudança de fase.

Durante a mudança de fase, as substâncias absorvem ou liberam uma certa quantidade de energia, isto é, o calor latente corresponde a energia da transformação ocorrida. O calor latente de uma substância é a quantidade de calor cedida ou recebida, sem variação de temperatura, alterando somente a sua fase para uma dada substância pura. Cada transformação de fase exige, para uma mesma quantidade de substância, uma quantidade específica de calor para que o processo ocorra.

Condensação

Uma vez que envolvem o movimento do fluido, a ebulição e a condensação são classificadas como formas de transferência de calor por convecção. De fato, durante a ebulição ou condensação, altas taxas de transferência de calor podem ser alcançadas com pequenas diferenças de temperatura.

A condensação se dá quando a temperatura de um vapor é reduzida abaixo de sua temperatura de saturação, ocorrendo a transformação de fase do estado gasoso para o estado líquido, mediante o desprendimento de calor.

Ebulição

Quando a evaporação ocorre em uma interface líquido-vapor é denominada ebulição, assim a temperatura da superfície (T_s) excede a temperatura de saturação (T_{sat}) correspondente a pressão do líquido. O calor é

transferido a partir de uma superfície sólida para a líquida, e a forma apropriada da lei de Newton do resfriamento é:

$$q_s = h (T_s - T_{sat}) \quad (3.1)$$

onde q_s é o calor absorvido por convecção e h é o coeficiente de transferência de calor.

O processo é caracterizado pela formação de bolhas de vapor que crescem e subseqüentemente se desprendem da superfície. Este processo retira grandes quantidades de calor em um pequeno intervalo de tempo.

3.3.1. Gelo

A mesma massa de água tem volumes diferentes nas fases líquida e sólida, pois ao passar de uma fase para outra, o volume varia em aproximadamente 9 %, ao contrário da maioria das outras substâncias. (Hoffenbecker, 2004). Na Figura 3.6 pode-se ter uma melhor compreensão da estrutura molecular da água e do gelo.

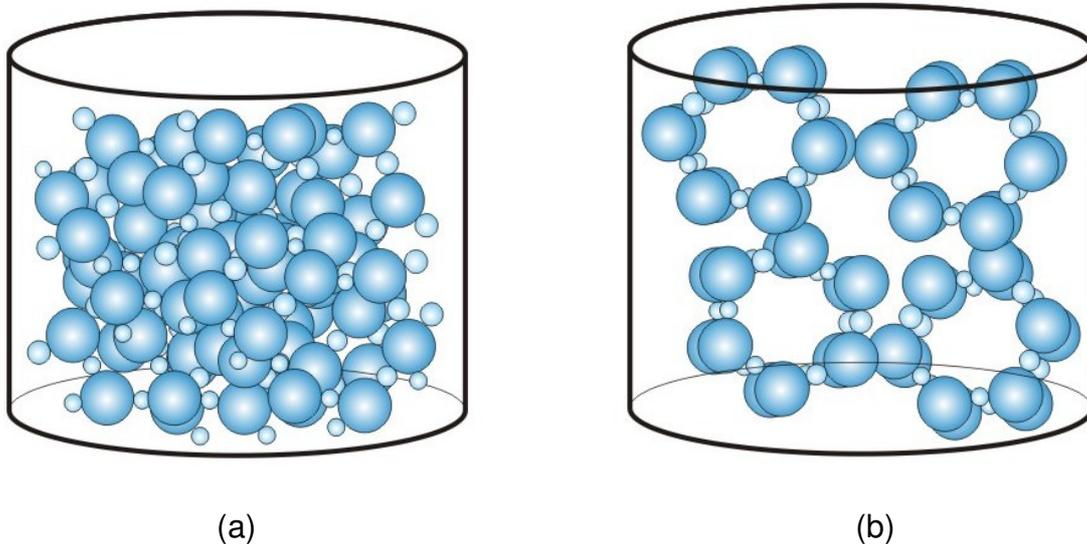


Figura 3.6. Representação da estrutura molecular da água líquida e do gelo: (a) água, (b) gelo.

3.3.1.1. Processo de Formação da Camada de Gelo no Evaporador

Quando a temperatura da superfície do tubo é inferior a 0 °C, há formação de gelo em sua superfície. O vapor de água contido no ar irá precipitar, liberando calor latente e sensível.

O processo de formação de gelo na superfície do evaporador é resultado de dois mecanismos. O primeiro é a formação de pequenas partículas de gelo existentes na corrente de ar e que aderem as paredes do evaporador, formando a camada de gelo. O segundo mecanismo para o crescimento de gelo é por difusão do vapor de água nas superfícies frias dos evaporadores (Reindl, 2007).

A massa de água que é transferida para a superfície fria cria dois distintos efeitos na camada de gelo. A porção de vapor de água depositada na camada de gelo contribui para o crescimento da mesma, enquanto o vapor de água muda de fase, compactando a camada de gelo (Reindl, 2007).

O acúmulo de gelo é um sério problema que reduz a capacidade e eficiência de refrigeração do sistema. A redução da performance é observada pela baixa condutividade da camada de gelo, a qual é uma resistência térmica entre o ar e o tubo que escoia fluido refrigerante. A redução do fluxo de ar pelo bloqueio dos canais por onde passa se traduz em um direto aumento de perda de carga, acelerando ainda mais a densificação da camada em formação (Yang, 2003).

3.3.1.2. Métodos para Degelos do Evaporador

Em sistemas de refrigeração, o gelo precisa ser removido periodicamente para melhorar a eficiência da operação, sendo possível ocorrer de diversos modos: (1) degelo natural por parada do compressor; (2) degelo por resistência elétrica; (3) degelo por vapor superaquecido ou inversão de ciclo.

O degelo natural geralmente é utilizado em sistemas onde a temperatura desejada do ambiente é superior a 1 °C (Hewitt, 2008), e tais sistemas requerem tempos de degelos maiores que outros métodos.

O degelo por resistência elétrica é feito com a inserção de resistências próximas ao bloco do aletado, sendo acionada quando programada, possuindo

um tempo de parada menor do equipamento quando comparada com o anterior.

O degelo por vapor superaquecido é o método mais comum para remoção das camadas de gelo em grandes equipamentos, justificando seu maior custo inicial pela rapidez com que é realizado.

3.3.1.3. Eficiência do Degelo

O processo de degelo tem de ser cuidadosamente coordenado para que não seja desperdiçada energia no evaporador, maximizando assim o trabalho do sistema.

Para uma boa eficiência do sistema é necessário identificar os parâmetros otimizados de degelo, fazendo uma correta determinação do tempo do ciclo de degelo, cuidando para que não ocorra um sobreaquecimento do ambiente refrigerado, aumentando assim o consumo de energia do equipamento no ciclo de refrigeração.

3.4. Características dos Tubos de Cobre do Evaporador

3.4.1. Propriedades Termofísicas e Mecânicas do Cobre

O cobre e suas ligas têm uma longa história de utilização bem sucedida como materiais para trocadores de calor e sistemas de refrigeração, sendo um dos maiores grupos dos metais comerciais. Estes materiais apresentam boa resistência à corrosão, elevada condutividade térmica e elétrica, são facilmente conformados e soldados, não magnéticos, apresentando boas propriedades mecânicas.

Tubos produzidos com ligas de cobre são extensamente utilizados para transporte de água potável em residências, construção de trocadores de calor, linhas hidráulicas para água do mar, entre outras aplicações. Também pode ser verificado o uso do cobre na indústria petrolífera, química e aeroespacial.

Os tubos de cobre apresentam uma grande variedade de diâmetros, bem como espessura de parede, desde diâmetros muito pequenos como tubos capilares até tubos de 300 mm.

O tubo de cobre utilizado no presente estudo e para a construção de trocadores de calor possui o diâmetro de 15,870 mm \pm 0,051, com espessura de parede de 0,400 mm \pm 0,033. O material do tubo é UNS C12200 e suas propriedades físicas, mecânicas e metalúrgicas podem ser visualizadas na Tabela 3.1. Os símbolos σ_e e σ_u , correspondem ao limite de escoamento e o limite de resistência a tração do material. Maiores informações sobre as propriedades do tubo de cobre empregado em refrigeração podem ser obtidas na norma ASTM B68.

Tabela 3.1. Propriedades físicas, mecânicas e metalúrgicas do tubo de cobre.

Especificadas pela norma ASTM B68		Laudo técnico do fabricante	
Composição Química	0,04 % < P < 0,015 % Cu > 99,9 %	Composição Química	P – 0,0168 % Cu - Restante
Dureza superficial (Escala/valor):	R 15T/65 máximo 58 HB	Dureza:	R 15T/48 40 HB
σ_e (MPa)	62	σ_e (MPa)	68
Tamanho de Grão (mm):	0,040 máximo	Tamanho de Grão (mm):	0,030
σ_u mínimo (MPa)	205 mínimo	σ_u mínimo (MPa)	238
Alongamento mínimo em 50 mm de comprimento (%):	40	Alongamento mínimo em 50 mm de comprimento (%):	48

O fabricante dos tubos ainda informa que os mesmos foram ensaiados individualmente, com uma pressão interna de 6,21 MPa (900 psig), sem apresentar falhas.

No processo de fabricação do tubo, sua conformação se dá a frio, o que aumenta suas tensões internas e dureza, resultando em um material mais encruado. O processo realizado para a remoção interna das tensões é o recozimento mole (O50), devolvendo a ductibilidade ao material sem afetar

sensivelmente as suas propriedades. A temperatura ideal para recozimento do tubo de cobre fosforoso, UNS C12200, é 240 °C (Davis, 2003).

A condutividade térmica e elétrica do cobre é alta, porém ela varia com a temperatura do material, apresentando uma condutividade máxima de 19600 W/m.K para a respectiva temperatura de -263 °C. Na Figura 3.7 é ilustrada a variação da condutividade térmica do cobre puro com a temperatura.

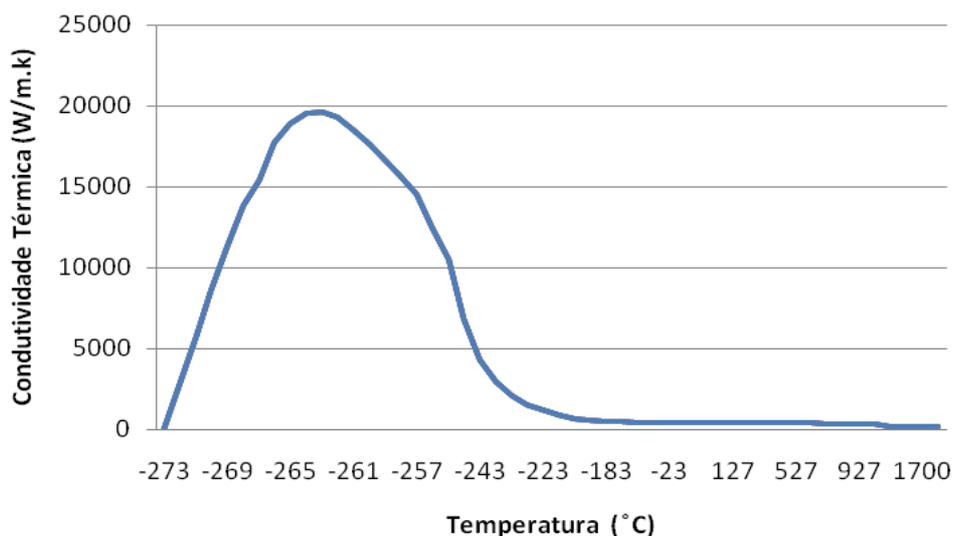


Figura 3.7. Condutividade térmica do cobre puro (Davis, 2003).

Também é possível relacionar o calor específico do cobre com a sua temperatura, conforme a Figura 3.8.

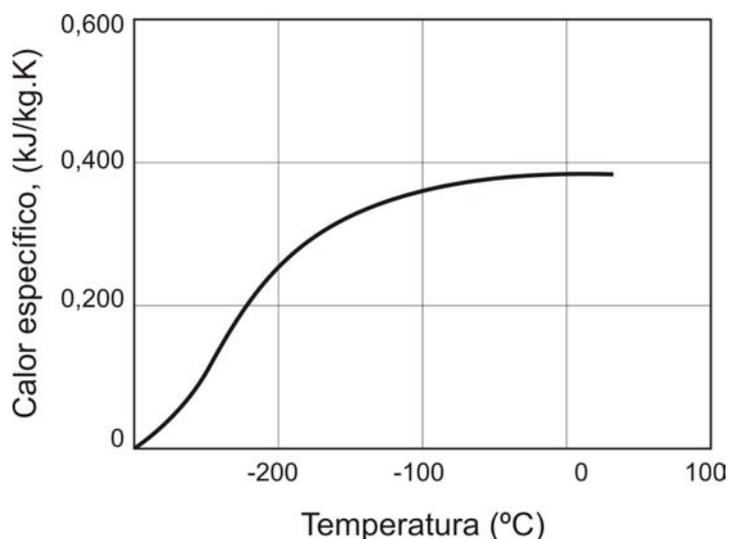


Figura 3.8. Variação do calor específico com a temperatura do cobre puro (Davis, 2003).

A Condutividade térmica (k) é uma propriedade física dos materiais que descreve a habilidade dos mesmos conduzirem calor para uma dada temperatura. Na Tabela 3.2 são apresentados exemplos de alguns materiais, sendo os valores obtidos de Incropera (2003) para uma temperatura média de referência de 25 °C.

Tabela 3.2. Propriedades termofísicas de alguns materiais (Incropera, 2003).

Material	Temperatura (K)	Massa Específica (kg/m³)	Condutividade Térmica (W/m.K)
Cobre	300	8933	401
Alumínio	300	2702	237
Gelo	273	920	1,88
Água	295	997	0,604
Neve	273	110	0,049
Poliestireno	300	55	0,027
Ar	300	1,161	0,026

3.4.2. Corrosão do Cobre

Cobre e suas ligas são amplamente utilizadas em diferentes meios, isto se vale por ter excelente resistência à corrosão. Outro fato importante de se considerar sobre as propriedades do cobre é a sua resistência à incrustações biológicas chamada de “Biofouling”.

Cobre e suas ligas são resistentes à soluções salinas e soluções alcalinas. Entretanto, o cobre é suscetível ao rápido ataque por oxidação ácida, oxidação de sais por metais pesados, amônia (NH₃) e enxofre. A resistência à soluções ácidas depende principalmente da severidade das condições de oxidação na solução.

Em soluções aquosas e com temperatura ambiente, o produto predominante da corrosão é o óxido cuproso (Cu₂O), o qual possui coloração vermelho violeta, responsável pela proteção do cobre.

As ligas de cobre fosforosas têm excelente resistência à corrosão na água do mar, porém são muito sensíveis à corrosão-erosão em altas

velocidades, limitando a velocidade do escoamento entre 0,6 e 0,9 m/s (Davis, 2003). Processos que contribuem para o aumento da resistência mecânica em cobre fosforosos geralmente melhoram sua resistência à erosão. A corrosão-erosão é a degradação do material induzido pelo fluxo, o contato do meio aquoso em movimento com o material causa o desgaste do filme de óxido passivador do cobre, provocando a corrosão por dissolução do metal (Chiesa, 2002).

O processo de corrosão por pites ocorre em apenas uma reduzida área da superfície atacada. A corrosão por pites é uma perda localizada de massa, podendo ocorrer uma perfuração da área atingida. A corrosão por pites se divide em dois estágios, a formação do pite e a propagação. O início do pite se dá pela destruição do filme superficial protetor, e a propagação do pite se dá pelo aprofundamento do pite.

Corrosão-fadiga usualmente está associada à corrosão por pites e por flutuações cíclicas de temperaturas e de pressão.

A corrosão intergranular é freqüentemente encontrada em tubulações que utilizam altas pressões de vapor. Este tipo de corrosão penetra no cobre pelos contornos de grãos, se propagando em profundidade até o vazamento do mesmo.

A adição de elementos de liga como estanho e níquel pode aumentar a resistência à corrosão do cobre. É de vital importância no projeto do trocador de calor saber as condições de serviço a qual o mesmo será submetido, com isto será possível prever condições de operações agressivas.

É possível de se fazer a limpeza da camada preta de óxido na superfície de cobre com banhos ácidos. As soluções indicadas são o ácido sulfúrico (H_2SO_4) ou ácido clorídrico (HCl). Deve-se evitar o uso de substâncias corrosivas, pois elas podem degradar completamente o cobre, já que o referido é sensível a compostos de enxofre (sobretudo sulfetos), amônia e compostos contendo radicais amina (Davis, 2003).

O comportamento do cobre em condições ambientais variadas sob o aspecto de corrosão pode ser crítico, com atmosferas que contenham tais substâncias: acetileno, ácido carbônico, ácido cianídrico, ácido clorídrico, ácido crômico, ácido fluorídrico, ácido hidrobromico, ácido nítrico, ácido pícrico, ácido

sulfúrico, anilina, cloreto de cobre, cloreto férrico, cianeto de potássio, cianeto de sódio, dicromato de sódio, hidróxido de amônia, mercúrio, misturas com amônia, nitrato de amônia, nitrato de cobre, peróxido de hidrogênio, peróxido de sódio, sais de mercúrio, sais de prata, sulfato férrico, sulfeto de hidrogênio, sulfato de amônia, sulfureto de sódio, compostos a base de enxofre e de cloro, e outros (Davis, 2003).

3.5. Integridade Estrutural de Tubos

3.5.1. Tensões Residuais

Tensões residuais são aquelas que permanecem na peça quando todas as solicitações são removidas. O processo de deformação de uma estrutura é proporcional a tensão imposta. As tensões geralmente estão associadas aos ciclos de processamento térmico e ou mecânico.

Os gradientes de temperaturas e pressão induzem expansões e contrações nos tubos de refrigeração, sendo sua vida útil diretamente relacionada com as condições de trabalho ao qual o mesmo é imposto, pois quanto maiores os gradientes, menor é o número de ciclos de trabalho pelo efeito da fadiga.

3.5.2. Fadiga

Uma estrutura metálica sujeita a solicitações cíclicas ou repetidas por certo tempo de serviço, pode apresentar uma vida útil muito inferior àquela que está submetida a uma carga estática, devido ao fenômeno chamado de fadiga. Fadiga está sempre relacionada ao crescimento e propagação de trincas no material.

A apresentação dos dados de fadiga pode ser feita através do gráfico que relaciona a resistência à fadiga com o número de ciclos de tensão necessária para que ocorra a falha.

Um limitante na vida a fadiga é o acabamento superficial das peças. Os defeitos agem como concentradores de tensão. Assim, componentes bem polidos possuem maior vida do que os rugosos (Henriques, 2006).

Para materiais que não possuem um limite de resistência à fadiga, como a maioria das ligas de cobre, alumínio e magnésio, normalmente o ensaio é interrompido quando é atingido um número arbitrário de ciclos (Pinheiro, 2006).

A falha por fadiga que ocorre até um número de 10^3 ciclos é classificada de fadiga de baixo ciclo. Nessa região, a resistência à fadiga é apenas ligeiramente menor que a tensão de escoamento do material. Por apresentar uma falha com baixo número de ciclos, apresentam elevadas tensões e a deformação plástica é macroscópica (Araújo, 2007). Fadiga de baixo ciclo freqüentemente está relacionada com tensões repetidas de origem térmica. As tensões térmicas aparecem quando a variação de dimensões de um componente, resultante do aumento de temperatura, é impedida de ocorrer devido algum tipo de restrição. Materiais que possuem uma baixa condutividade térmica e alta expansão térmica estão mais susceptíveis a ação da fadiga térmica.

A fadiga de alto ciclo compreende uma faixa de operação de mais de 1000 ciclos de operação, sendo as deformações plásticas extremamente localizadas (Pinheiro, 2006).

Devido a grande variabilidade dos resultados de testes de fadiga, é necessário que um mesmo teste seja repetido algumas vezes e que os dados obtidos sofram um tratamento estatístico.

3.5.3. Influência do Ciclo Térmico nas Deformações

Expansão e contração causadas pelas inversões de temperatura agem no material criando tensões internas no mesmo. O termo comumente utilizado para descrever a falha de um material sob repetitiva tensão é fadiga térmica, sendo ela o mecanismo básico das falhas pelos ciclos de aquecimento e resfriamento.

Duas condições são necessárias para que se tenha fadiga térmica, uma forma seria a aplicação de cargas mecânicas e a outra a inversão térmica de temperatura. A fadiga térmica também está constantemente associada a baixo número de ciclos e grandes concentrações de tensões.

Estes tubos podem sofrer grandes deformações quando submetidos a gradientes de temperatura e pressão muito elevados. O fato ocorre quando é

feito o degelo em equipamentos de refrigeração. O degelo é realizado para retirar as camadas de gelo, pois estas ocasionam o bloqueio da passagem de ar e a diminuição do rendimento do aparelho. À medida que a espessura da camada de gelo cresce, a performance da unidade de refrigeração decai, necessitando que o ciclo reverso de degelo seja acionado.

O processo de degelo por vapor superaquecido ocorre quando é invertida a válvula que controla o fluxo de saída do compressor, jogando a massa de fluido aquecido no evaporador. O fluido refrigerante superaquecido é descarregado no evaporador e o ventilador é desligado para que o gelo derreta e também se economize energia. Quando o ciclo de degelo finaliza, a válvula inverte o ciclo novamente, jogando fluido refrigerante a baixa temperatura no evaporador para que ele trabalhe normalmente.

A literatura disponível para trocadores de calor que sofrem pelo processo de fadiga térmica é escassa. As razões para este fato são as inúmeras variáveis envolvidas, entre elas pode-se citar: a geometria complexa dos trocadores de calor, temperatura, pressão, as propriedades termodinâmicas do gelo e ar úmido.

Pode ser evidenciado que a formação de gelo é dependente da velocidade do escoamento de ar no evaporador, sendo a formação de gelo acelerada em baixas velocidades frontais. Também é relacionado que alta umidade relativa do ar na superfície do trocador de calor aumenta a formação de gelo (Yang, 2004)

A massa específica de gelo aumenta nas camadas próximas aos tubos dos trocadores de calor. Com o passar do tempo o vapor de água penetra e se solidifica através destas camadas, formando uma massa sólida de gelo.

Também pode-se concluir que o aumento da temperatura do ar ambiente a uma umidade relativa constante, aumenta a camada de gelo nos tubos, isto pode ser explicado pelo fato do ar a uma alta temperatura e com umidade relativa constante conter mais vapor de água.

É nas primeiras fileiras de tubos do evaporador, localizadas próximas a entrada de ar, que se verifica uma maior quantidade de gelo. Isto se deve ao fato do ar perder umidade a medida que passa pelas fileiras de tubos,

formando uma maior quantidade de gelo na entrada do evaporador (Faisal, 2006).

3.5.4. Descrição da Deformação por Rechupe em Tubos de Cobre

É relatado no histórico técnico-comercial que a ocorrência de rechupe nos tubos dos trocadores de calor se concentra sempre nos tubos de entrada do fluido refrigerante, geralmente até a terceira fileira. O fato está associado a maiores gradientes de temperatura, pois é nas primeiras fileiras de tubos que o fluido refrigerante encontra-se com as menores temperaturas, ocasionando concentrações de tensões no tubo e a formação de uma camada mais espessa de gelo (Brambila, 2007).

As temperaturas a que estão submetidos os trocadores de calor são muito variáveis, podendo-se atingir temperaturas extremas na ordem de $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$ para túneis de congelamento.

A amplitude do espectro de pressão é muito grande, conseguindo-se baixas pressões na sucção do compressor, fato dependente de muitos fatores como: tipo de fluido refrigerante, dispositivo de expansão, etc; como também altas pressões no evaporador para o ciclo de degelo.

O defeito em um tubo inicia-se pela propagação do rechupe ao longo do seu eixo, sendo um crescimento lento ao longo do tempo, que pode ou não levar a ruptura do mesmo, necessitando de um reparo imediato ou não (Hojjati, 2007).

O tipo de falha que ocorre como uma deformação repentina pode se manifestar quando a pressão externa atuando em um tubo de paredes finas ultrapassa seu valor crítico. As falhas devido à deformação elástica excessiva são controladas não pela resistência do material, mas pelo seu módulo de elasticidade. A maneira mais efetiva de se aumentar a rigidez de um componente é variando-se as dimensões da seção reta (Dieter, 1981).

A Figura 3.9 indica a forma geométrica predominante de deformação e os principais parâmetros para análise dimensional do rechupe. Os símbolos da Figura 3.9 indicam respectivamente a profundidade remanescente do rechupe (δ_r), diâmetro externo do tubo (D_0) e espessura nominal de parede do tubo (t).

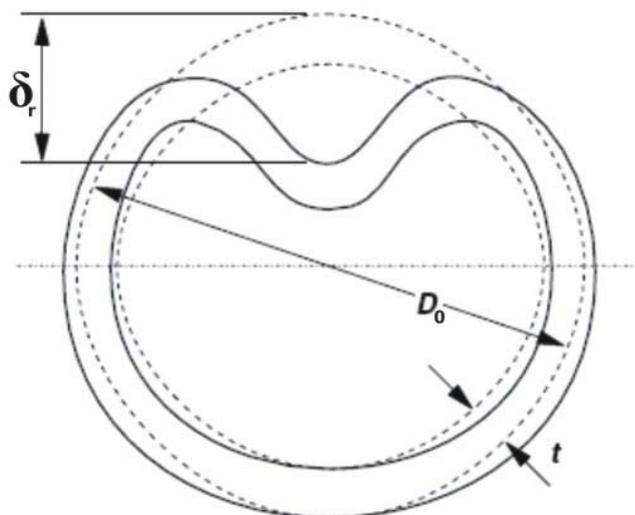


Figura 3.9. Formato predominante da deformação por rechupe em tubos (Macdonald, 2007).

3.5.5. Rechupe

Com a evolução da engenharia nos últimos anos, conseguiram-se processos de fabricação melhores e mais eficientes, levando a uma redução da espessura e peso dos materiais, trazendo a tona problemas ainda inexistentes no campo de refrigeração, é o caso do rechupe. O rechupe é um caso novo e pouco comum de deformação na refrigeração, permanecendo ainda sem um estudo científico.

Quando se diz que o rechupe é um caso pouco comum na refrigeração, isto se deve ao fato de o mesmo estar restrito a poucos casos de aplicação com espessas camadas de gelo, ou ainda, a junção de todas as variáveis necessárias para a ocorrência do fenômeno, que pode estar associado ao mau uso do equipamento.

O desenvolvimento de uma falha mecânica em tubo de cobre pode estar associado a uma ação mecânica que provoca o dano imediatamente, ou por uma tensão cíclica que é imposta ao material aumentando com o passar do tempo.

Segundo Davis (2003), rigidez e resistência ao rechupe (“dent”) são propriedades importantes para a fabricação do trocador de calor do ponto de

vista mecânico. A rigidez do tubo é proporcional a espessura de parede, diâmetro e módulo de elasticidade.

A resistência ao rechupe está relacionada ao limite de escoamento do tubo, podendo a formação do rechupe ocorrer de duas formas: impacto de carga ou excessiva pressão.

Um fenômeno de defeito igual ao que ocorre nos tubos dos evaporadores é encontrado nos dutos de petróleo e de gás. A definição para os defeitos encontrados nos dutos é uma depressão grosseira na curvatura da parede do tubo, apresentando uma deformação plástica permanente. Normalmente, esta mudança na curvatura circular da parede dos tubos contém redução de espessura, bem como corrosão, abalroamentos por máquinas e deslocamento do solo (Macdonald, 2007).

É relatado segundo Pinheiro (2006) que as deformações plásticas permanentes causam concentração de tensões no local do rechupe e uma redução do diâmetro no local da deformação.

Segundo David (2001), os três pontos de maior concentração de tensão no tubo danificado são: um na parte do meio do rechupe, e os outros dois no ponto de inflexão das paredes do tubo.

Segundo Blachut (2007), se tem estudado extensivamente nos últimos anos abalroamentos em dutos, pressurizados e não pressurizados. Para perceber os riscos que estes defeitos podem causar na integridade estrutural do duto. A razão do diâmetro externo para a espessura do tubo está entre 18 e 108. O maior número de testes é realizado para a relação em torno de 50.

O rechupe pode ocorrer com ou sem pressão interna no tubo e a severidade do dano está ligado diretamente a magnitude das pressões e temperaturas envolvidas. Os defeitos por rechupe são mais prováveis que ocorram em tubos que contenham misturas bifásicas aos que possuem somente vapor. Isto se deve ao fato de o espectro de pressão dos líquidos ser mais agressivo em magnitude do que o de gases (Baker, 2004).

3.5.6. Monitoramento da Formação do Rechupe

O monitoramento da formação de rechupe é uma difícil tarefa a ser realizada, sendo as técnicas com ultra-som não confiáveis, devido a morfologia da falha do rechupe (Cosham, 2002).

Há grande dificuldade em se trabalhar com extensometria com bruscas variações de temperatura, uma vez que pode gerar grandes distorções na leitura das medidas (Window, 1982).

Não é simples de se avaliar a deformação na parte interna do tubo com extensômetros, pois o mesmo é selado com solda para que não ocorra vazamento do fluido refrigerante, inviabilizando a realização das medidas na parte interno do tubo. Quase sempre os sistemas de medição possuem uma grande camada de gelo sobre o sensor, perfazendo uma grande pressão e trabalhando sob condições críticas de temperatura e umidade, necessitando de profissionais com grande experiência em extensometria e tempo para desenvolvimento de equações matemáticas que relacionam a variação da resistividade do sensor com as deformações da estrutura.

3.5.7. Reparo do Evaporador com Rechupe

A formação de rechupe pode causar o vazamento do fluido refrigerante e a descompressão do sistema de refrigeração, necessitando de um reparo imediato. Entretanto, a ruptura do tubo geralmente é precedida pela deformação plástica e a diminuição da vazão de fluido, necessitando o reparo não pelo fato da descompressão, mas sim pelo mau funcionamento do sistema que trabalha fora das condições de projeto. O aquecimento gerado pela não aspiração de fluido refrigerante pode ainda provocar a queima do motor do compressor.

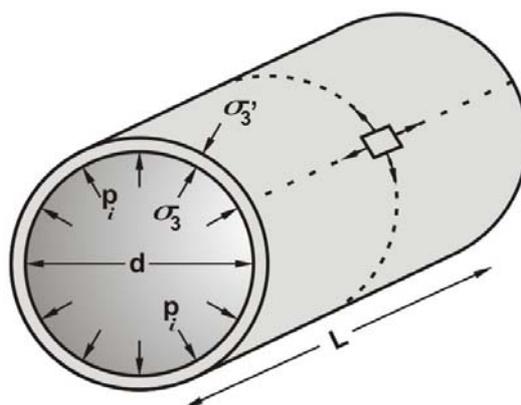
3.6. Formulação Matemática para os Tubos dos Evaporadores

Os tubos de trocadores de calor são modelados matematicamente como vasos de pressão cilíndricos. Estes por sua vez são projetados para serem estanques ao armazenamento, e utilizados na condução de líquidos e gases sob pressão. Quando os vasos de pressão tem paredes finas comparadas com

as outras dimensões, são incluídos dentro de uma categoria geral conhecida como estruturas de cascas.

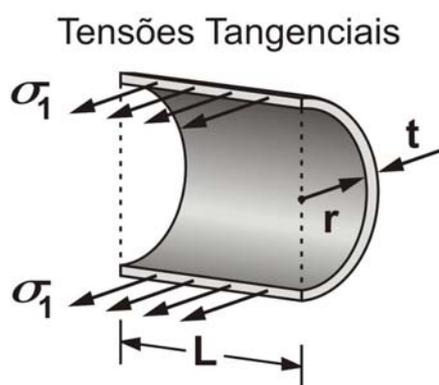
3.6.1. Tensões em um Tubo Livre de Defeitos

Considerando a pressão interna (p_i) atuando na superfície interna do vaso cilíndrico de comprimento (L), pode-se denominar de tensões normais as que atuam em direções perpendiculares ao eixo do tanque. A Figura 3.10 ilustra um vaso cilíndrico de diâmetro (d) e espessura (t) submetido a pressão interna.

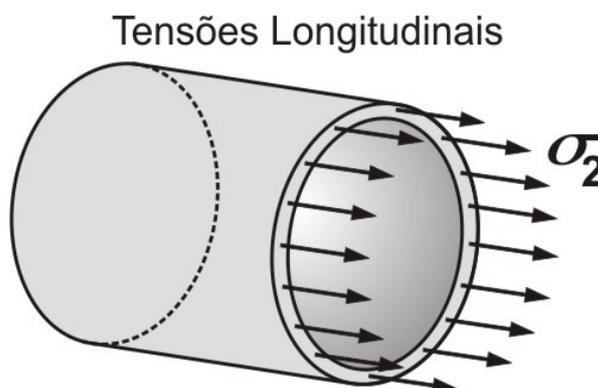


Tensões Normais

(a)



(b)



(c)

Figura 3.10. (a) vaso cilíndrico submetido a pressão interna, (b) corte circunferencial de um vaso cilíndrico, (c) corte infinitesimal de um vaso cilíndrico.

A tensão σ_1 é chamada de tensão circunferencial ou tangencial, a tensão σ_2 é chamada de tensão longitudinal ou tensão axial, e a σ_3 é chamada de tensão radial ou normal. A tensão σ_3' é denominada para este caso de contra-

radial. Considerando-se a casca cilíndrica em estado de membrana, com ($D_o/t > 10$), a tensão circunferencial pode ser descrita como (Hibbeler, 2000):

$$\sigma_1 = \frac{p_i \cdot r}{t} \quad (3.2)$$

A tensão longitudinal σ_2 é obtida a partir do equilíbrio de um corpo livre como:

$$\sigma_2 = \frac{p_i \cdot r}{2t} \quad (3.3)$$

Comparando as Equações (3.2) e (3.3), vê-se que a tensão circunferencial em um vaso cilíndrico é igual ao dobro da tensão longitudinal:

$$\sigma_1 = 2 \cdot \sigma_2 \quad (3.4)$$

Dessa maneira, a resistência longitudinal do tubo pressurizado deve ser duas vezes maior que a resistência circunferencial. Os resultados são mais próximos aos reais se adotar “r” como o raio interno da casca, já que pode-se desconsiderar a pequena diferença entre o raio médio “ r_m ” e o raio interno “r”. Pode-se utilizar o elemento cascas para tubos de parede fina, pois nestes casos as tensões de membrana podem ser consideradas uniformes ao longo da espessura.

A tensão radial ou normal é desconsiderada quando comparada com as tensões circunferenciais e longitudinal. Observe que se a tensão normal à parede do vaso no seu lado interno é $\sigma_3 = -p$, a tensão normal à parede do vaso no seu lado externo é $\sigma_3 = 0$. Logo, se a relação raio/espessura do vaso é $r/t \geq 20$ ($8 \text{ mm} / 0,4 \text{ mm} = 20$), a tensão circunferencial é $\sigma_1 \geq 20 \cdot \sigma_3$ e a tensão longitudinal é $\sigma_2 \geq 10 \cdot \sigma_3$, desconsiderando assim a componente radial.

A tensão de cisalhamento máxima absoluta no plano é:

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1}{2} = \frac{p \cdot r}{2t} \quad (3.5)$$

O Círculo de Tensões de Mohr para um vaso de pressão cilíndrico em um ponto situado no lado externo da parede é:

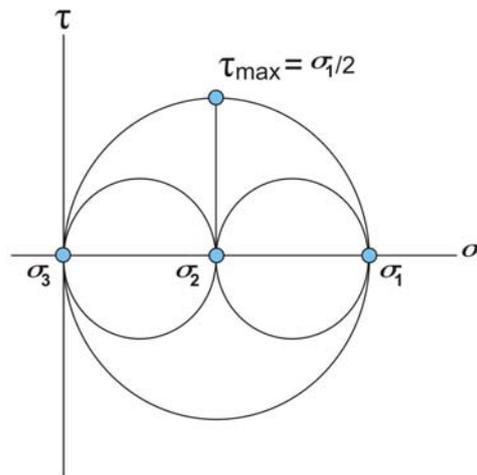


Figura 3.11. Círculo de Tensões de Mohr em um vaso cilíndrico.

3.6.2. Critérios de Resistência dos Materiais

Existem dois critérios empíricos gerais que são aceitos para predizerem as tensões equivalentes em dutos de materiais dúcteis: o critério de Tresca (máxima tensão cisalhante) e o critério de Von Mises (máxima energia de distorção).

O critério de Von Mises considera a falha de um material quando a energia de deformação de distorção atinge ao valor limite no teste uniaxial de tração. A tensão equivalente calculada utilizando a teoria de Von Mises é:

$$\sigma_{mises} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (3.6)$$

e considerando que a tensão radial é nula ($\sigma_3 = 0$) e substituindo na Equação (3.6):

$$\sigma_{mises} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - 0)^2 + (0 - \sigma_1)^2]} \quad (3.7)$$

e realizando simplificações matemáticas na Equação (3.7), temos:

$$\sigma_{mises} = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2 + \sigma_2^2} \quad (3.8)$$

O critério de Tresca diz que acontece o escoamento plástico em um material, quando o ponto mais solicitado atinge a tensão de escoamento do ensaio de tração. Este critério é adequado para prever escoamento e ruptura de materiais dúcteis (Rosas, 2006). Desta forma, o critério de Tresca pode ser representado por:

$$\sigma_{tresca} = \sigma_1 - \sigma_3 \quad (3.9)$$

3.6.3. Alongamento Radial das Cascas Cilíndricas Sob Pressão Interna

A deformação radial na parede do tubo é obtida a partir da simplificação lei de Hooke para tensão biaxial:

$$\varepsilon_c = \frac{1}{E}(\sigma_1 - \nu \cdot \sigma_2) + \alpha \Delta T \quad (3.10)$$

sendo $\alpha \cdot \Delta T$ a parcela da equação correspondente à dilatação térmica do tubo.

Substituindo $\sigma_1 = p \cdot r / t$, $\sigma_2 = p \cdot r / 2 \cdot t$, obtêm-se:

$$\varepsilon_c = \frac{p_i \cdot r}{2 \cdot E \cdot t} (2 - \nu) \quad (3.11)$$

levando-se, finalmente, este resultado à expressão do alongamento radial:

$$\Delta R = \frac{p_i \cdot r^2}{2 \cdot E \cdot t} (2 - \nu) \quad (3.12)$$

esta equação representa uma casca cilíndrica longa ($D_0/t > 10$), de geometria definida e material conhecido, a deformação radial induzida pela pressão interna. O módulo de elasticidade do material é representado por (E), (ν) é o coeficiente de Poisson do material, (p_i) a pressão interno no tubo, (t) é a espessura do tubo e (r) o raio interno do tubo.

4. MATERIAIS E MÉTODOS

A Figura 4.1 mostra o fluxograma da metodologia utilizada para a realização deste trabalho.

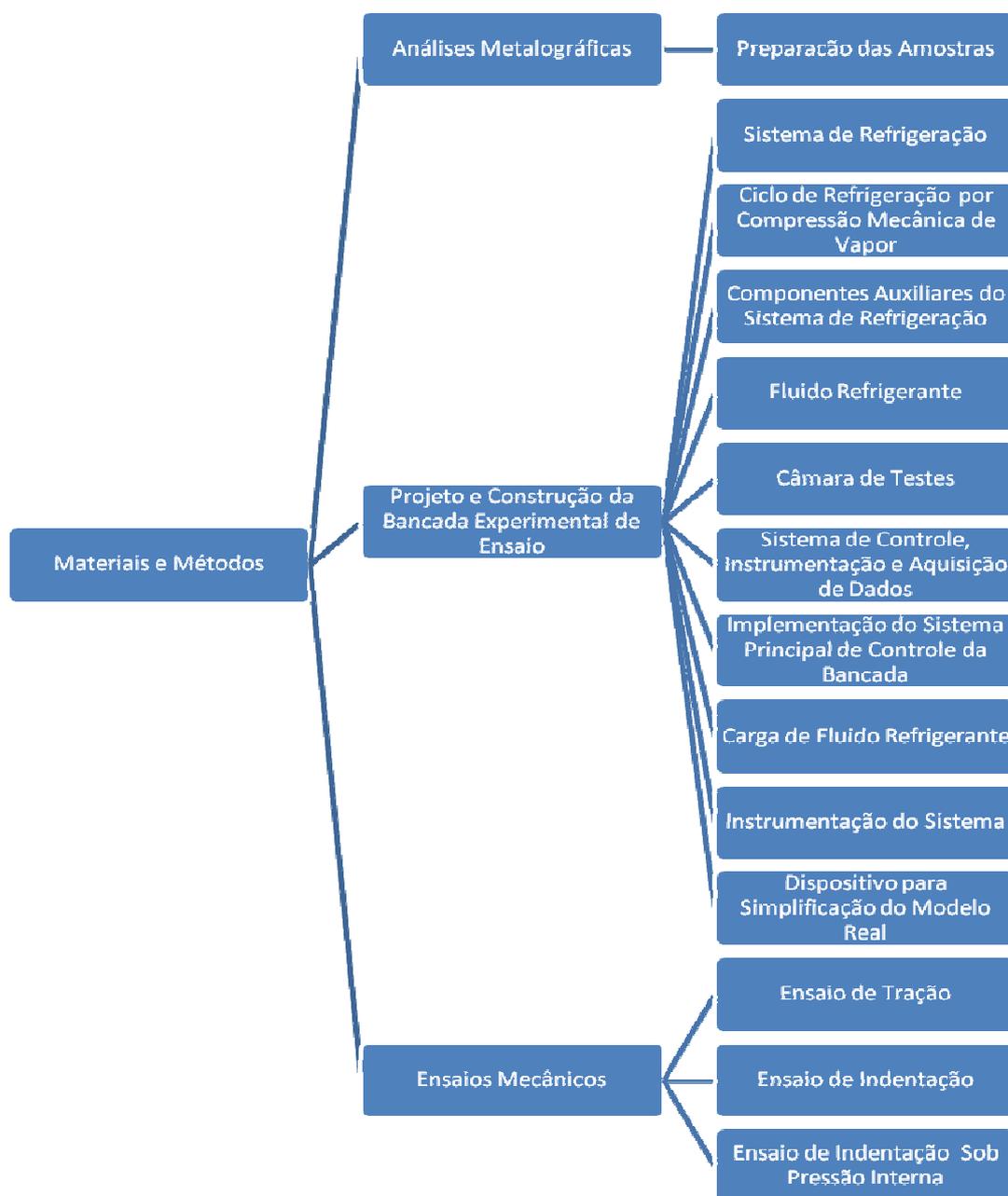


Figura 4.1. Fluxograma da metodologia empregada na construção do trabalho.

4.1. Análises Metalográficas

4.1.1. Preparação das Amostras para Análise em Microscopia Óptica e Microscopia Eletrônica de Varredura

Para as análises metalográficas o tubo foi cortado longitudinalmente e transversalmente em relação ao seu eixo, obtendo assim duas amostras de cada tubo, sendo duas do tubo novo, duas do tubo expandido, duas do tubo danificado comercialmente e quatro do tubo danificado na bancada de ensaios, totalizando 10 amostras.

Para a preparação das amostras, foi realizada uma seqüência de etapas, consistindo no embutimento a frio em resina acrílica, polimento nas lixas de granulometria # 220 até # 1200 e polimento na politriz metalográfica com alumina em suspensão de 1 e 0,25 μm , segundo ASTM E3-01.

Após a realização de todos os procedimentos, a amostra foi atacada com uma solução de FeCl_3 (5 g) + HCl (15 ml) + H_2O (100 ml) e seca para ser observada nos microscópios óptico e eletrônico. Esta solução de cloreto férrico aquoso é clássica para as ligas de cobre (Davis, 2003).

As análises em microscopia óptica foram realizadas no LAMETT/FENG/PUCRS. No CEMM/IDÉIA/PUCRS foram realizadas as análises por microscopia eletrônica.

4.2. Projeto e Construção da Bancada Experimental de Ensaio

Este tópico é dedicado a descrição da bancada de ensaios que tem por finalidade repetir o defeito tipo rechupe em tubos de cobre de trocadores de calor.

A construção da bancada experimental constituiu-se na montagem de um sistema de refrigeração completo por compressão mecânica de vapor e no projeto e instalação do sistema de controle, instrumentação e aquisição de dados.

O projeto conceitual, dimensionamento, e seleção dos componentes da bancada foram feitos no Laboratório de Ensino e Pesquisa em Termofluidodinâmica Aplicada - LEPTA da FENG/PUCRS.

A montagem e construção do equipamento foram realizadas no Laboratório da Empresa SERRAFF, juntamente com o apoio técnico-científico da PUCRS.

Com a bancada de ensaio foi possível criar diferentes condições de trabalho para o evaporador, monitorando e controlando as variáveis desejadas, reduzindo assim o tempo e o número de ciclos necessários para a ocorrência do rechupe.

4.2.1. Sistema de Refrigeração

A Figura 4.2 mostra o diagrama esquemático de funcionamento do sistema de refrigeração utilizado na bancada. A Figura 4.3 mostra o diagrama esquemático de funcionamento no ciclo de degelo.

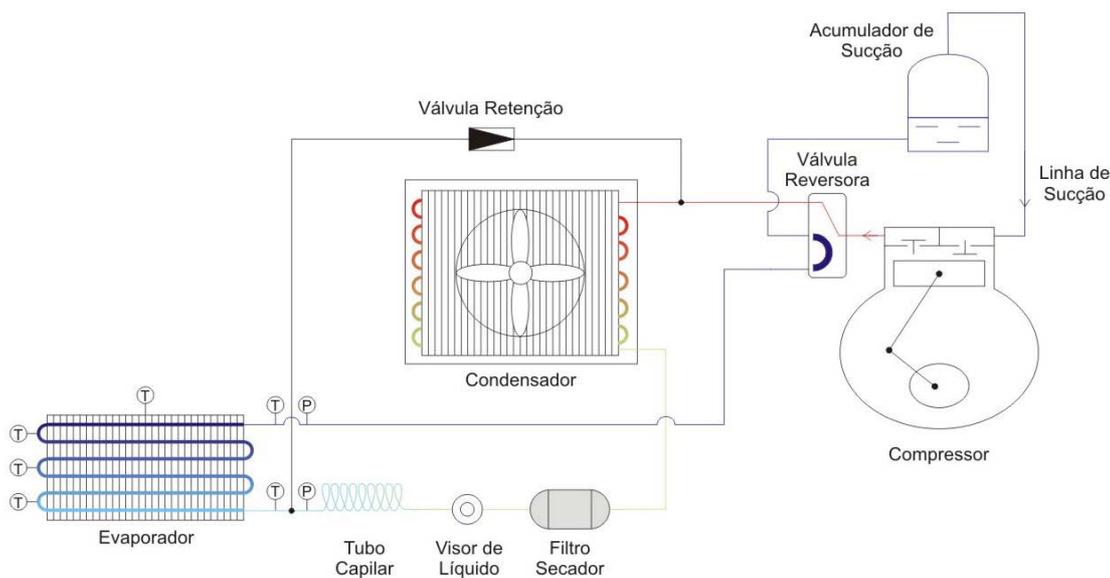


Figura 4.2. Diagrama esquemático de funcionamento do sistema no ciclo de refrigeração.

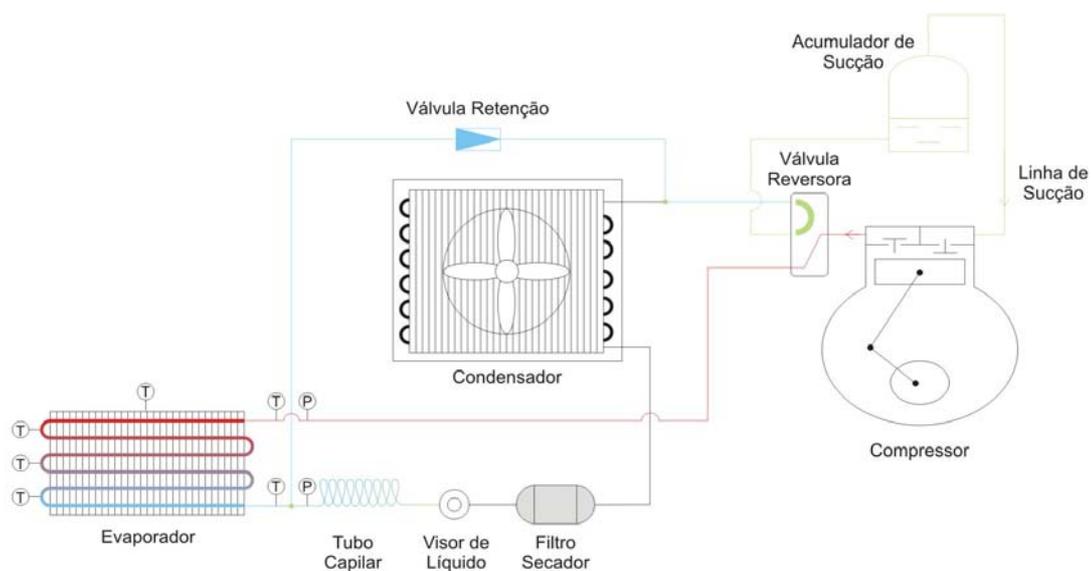


Figura 4.3. Diagrama esquemático de funcionamento do sistema no ciclo de degelo.

4.2.2. Ciclo de Refrigeração por Compressão Mecânica a Vapor

Para a montagem da bancada experimental, optou-se pela utilização do ciclo de compressão mecânica de vapor, sendo o mesmo utilizado na maioria das aplicações. Neste ciclo, o vapor é comprimido, condensado, e posteriormente tem sua pressão reduzida para que possa vaporizar novamente.

Compressor

Selecionou-se um compressor hermético de deslocamento positivo, sendo a razão para esta escolha: pequenas dimensões, baixo nível de ruído, baixo consumo de energia, robustez estrutural dos componentes e facilidade para o manuseio.

A seleção desse compressor foi feita com base no maior compressor hermético que o LEPTA tinha disponível, sendo este da marca Tecumseh[®], modelo AE547ES, 220V~/60Hz. Sua potência é de 559,5 W ($\frac{3}{4}$ HP), com um deslocamento volumétrico de 13,24 cm³ e uma rotação de 3600 rpm (Figura 4.4).



Figura 4.4. Compressor com carcaça transparente de polimetil-metacrilato (figura meramente ilustrativa).

Condensador

Após a seleção do compressor, foi feito o projeto e a construção do condensador. A Figura 4.5 mostra o desenho do condensador, e no Apêndice B.3, apresenta-se o projeto completo do condensador.

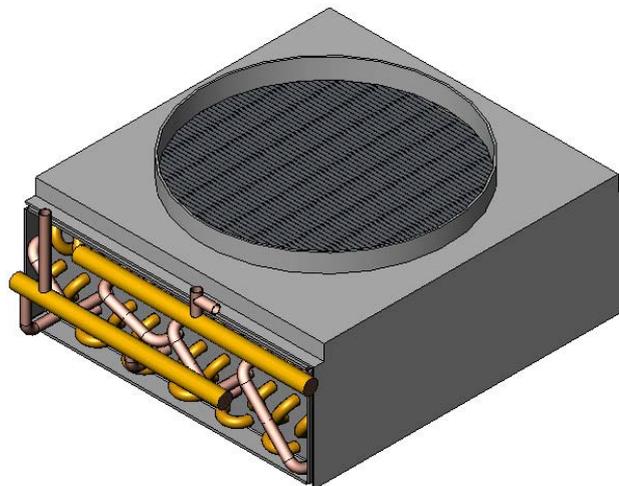


Figura 4.5. Vista isométrica do condensador.

Dispositivo de expansão

O tubo capilar foi o dispositivo de expansão escolhido devido a sua simplicidade, baixo custo e perda de carga constante, fornecendo assim um fluxo de fluido refrigerante adequado para cada regime de operação. O dimensionamento do tubo capilar foi feito através do equacionamento

termodinâmico tradicional com posterior ensaio para adequação aos parâmetros de projeto (Stoecker, 2002).

Inicialmente, utilizou-se o comprimento de 1,7 m e diâmetro interno de 1,0 mm (0,042") para a determinação das características de funcionamento do sistema. Após a análise desses resultados e por utilizar-se um compressor de alta pressão de evaporação (HBP – High Back Pressure), decidiu-se pelo uso de 3 capilares em paralelo para que o sistema entrasse rapidamente em regime de operação. A Figura 4.6 ilustra o tubo capilar utilizado como dispositivo de expansão.



Figura 4.6. Tubo capilar utilizado para a expansão.

Evaporador

Os tubos dos evaporadores, foco principal desse estudo, foram dimensionados e seguiram um padrão de construção. A Figura 4.7 mostra o desenho do evaporador, e no Apêndice B.4, está a descrição completa do projeto do evaporador para sua fabricação.

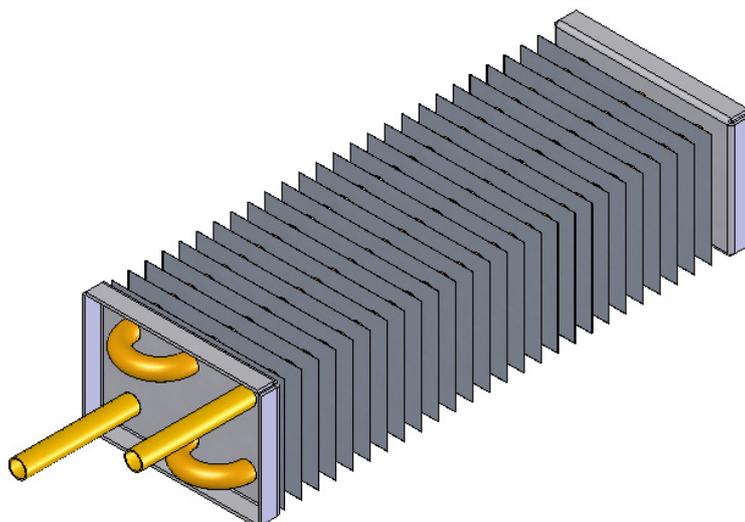


Figura 4.7. Vista isométrica do evaporador.

Utilizou-se na construção do evaporador tubos de cobre UNS C12200 de 15,875 mm (5/8"), pois em casos reais observa-se uma grande incidência do fenômeno rechupe para esse diâmetro de tubo. Provavelmente, esta ocorrência está associada a sua larga utilização na construção de trocadores na indústria nacional e pela relação diâmetro e espessura do tubo (D_0/t).

Para a garantia de um escoamento em regime no tubo do evaporador, seguiu-se o trabalho de (Matsson e Alfredsson, 1992), onde foi determinado experimentalmente que o comprimento de tubo necessário seria 40 vezes o diâmetro do mesmo, comprimento suficiente para que o perfil parabólico de velocidades fosse atingido considerando um número de Reynolds maior que 1000.

A escolha da espessura do tubo baseou-se simplesmente na adoção do padrão comercial, que é de 0,40 mm, próprio para refrigeração, conforme Norma ASTM B68.

4.2.3. Componentes Auxiliares do Sistema de Refrigeração

Filtro secador

O filtro secador é instalado após o condensador com a função básica de reter contaminantes e retirar a umidade do fluido refrigerante. A Figura 4.8 mostra o filtro secador utilizado com suas extremidades flangeadas.



Figura 4.8. Filtro secador.

Acumulador de sucção

Foi instalado um dispositivo para armazenar fluido refrigerante entre o retorno da válvula reversora e a sucção do compressor para adequar o sistema as inversões de ciclo. A construção do acumulador de sucção é semelhante ao mostrado na Figura 4.9, com volume de 0,770 litros. A instalação desse componente é também uma maneira de garantir que o compressor aspire somente vapor. Segundo (Hewitt, 2008), a instalação do acumulador auxilia para que o sistema volte mais rapidamente as condições de trabalho logo após o degelo.

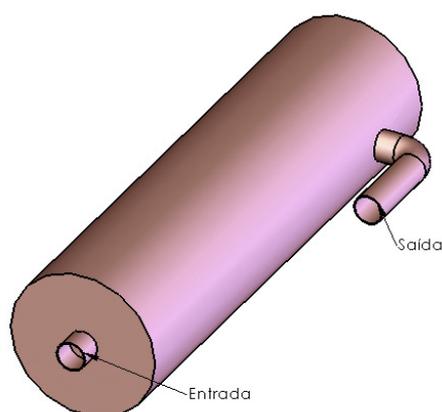


Figura 4.9. Acumulador de sucção construído.

Visor de líquido

Um visor de líquido foi instalado no sistema para auxiliar o monitoramento do fluxo de fluido de forma visual. Ele indica se há fluido refrigerante suficiente através da passagem de uma corrente contínua de líquido. Se o sistema tem falta de fluido, ou apresenta insuficiência de condensação, bolhas são percebidas no escoamento.

O visor de líquido ainda é capaz de mostrar a presença de umidade através de um indicador que muda de cor na presença dela. Este sistema compara com um padrão de escala de cores, informando a condição de umidade do fluido refrigerante (Figura 4.10).



Figura 4.10. Visor de líquido e indicador de umidade.

Válvula reversora de ciclo

Nas unidades de refrigeração, as válvulas eletromagnéticas de quatro vias denominam-se como válvulas de reversão de ciclo. Nesta válvula, a comutação do êmbolo é assegurada pelo dispositivo eletromagnético, que explora a pressão do sistema para a movimentação da gaveta de distribuição. A capacidade da válvula reversora de ciclo selecionada é de 10,55 kW, superior a solicitação do compressor (Figura 4.11).

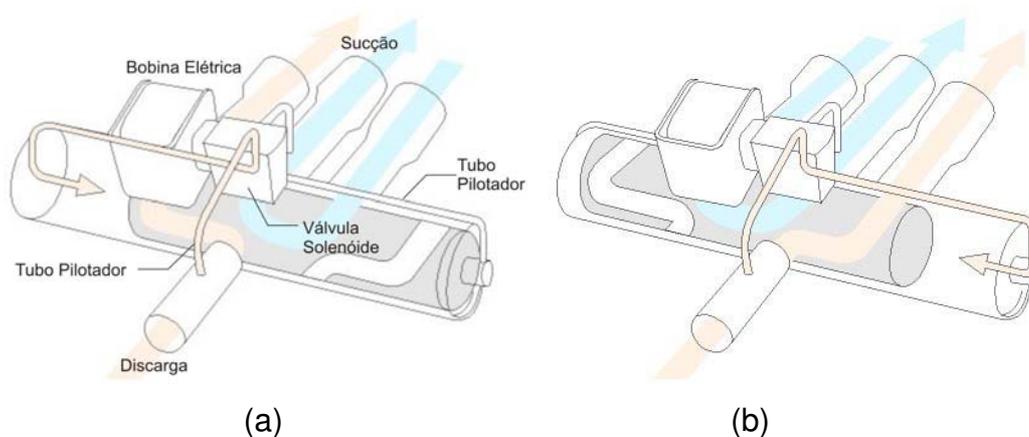


Figura 4.11. Representação esquemática da válvula reversora de ciclo: (a) ciclo de refrigeração; (b) ciclo de degelo (adaptada de http://www.hvactc.com/ref_basics/800x600/heat_pumps1.htm).

Ventilador do evaporador

Foi utilizado um ventilador axial (Figura 4.12) de pequeno porte para propiciar a movimentação de ar dentro da câmara de testes, garantindo assim temperaturas mais uniformes devido à convecção forçada. Tomou-se bastante cuidado na escolha do mesmo, para que não provocasse turbulência dentro da câmara e sim uma movimentação do fluido para facilitar a homogeneização das temperaturas.

A potência do motor do ventilador utilizado é de 29 W, com uma hélice de 200 mm de diâmetro.



Figura 4.12. Ventilador axial de 200 mm.

Ventilador do condensador

Utilizou-se também um ventilador axial de 62 W de potência para a movimentação de ar no condensador, com uma hélice de 250 mm de diâmetro. O ventilador do condensador é semelhante ao do evaporador (Figura 4.12), porém de maior potência e maior diâmetro de hélice.

4.2.4. Fluido Refrigerante

Optou-se pela utilização do monoclorodifluormetano (R-22) por suas características termodinâmicas, facilidade de uso e disponibilidade, além de vantagens quanto a sua manipulação.

O HFC-407C poderia ser uma alternativa ecológica ao R-22, resultando em um coeficiente de eficácia similar. Entretanto, ele tem a desvantagem de ser uma mistura azeotrópica de outros refrigerantes (R-32, R-125 e R-134a), exigindo cuidados especiais ao fazer a carga no sistema e ocorrendo vazamento, a substituição do fluido refrigerante deverá ser total, devido a ele não seguir uma linearidade na proporção de mistura perdida (Lopes, 2007).

O hidrocarboneto halogenado HFC-134a também é outra alternativa ecológica em relação ao R-22, mas resulta em um coeficiente de eficácia menor. Os refrigerantes são comercializados e transportados em cilindros na fase líquida, operando assim com quantidades volumétricas reduzidas. Os cilindros possuem diferentes cores para diferenciação de cada tipo de mistura. No caso do R-22 a coloração é verde clara, conforme pode ser visto na Figura 4.13.



Figura 4.13. Cilindro de fluido R-22.

4.2.5. Câmara de Testes

Foi utilizada uma caixa de poliestireno expandido (EPS) para abrigar o evaporador. A caixa possuía as dimensões de 670 x 440 x 350 x 40 mm, respectivamente ao comprimento, largura, altura e espessura. O volume útil interno da câmara de testes é de 0,078 m³.

A Figura 4.14 mostra a câmara de testes com o evaporador e a localização de entrada e saída dos tubos do sistema de refrigeração.

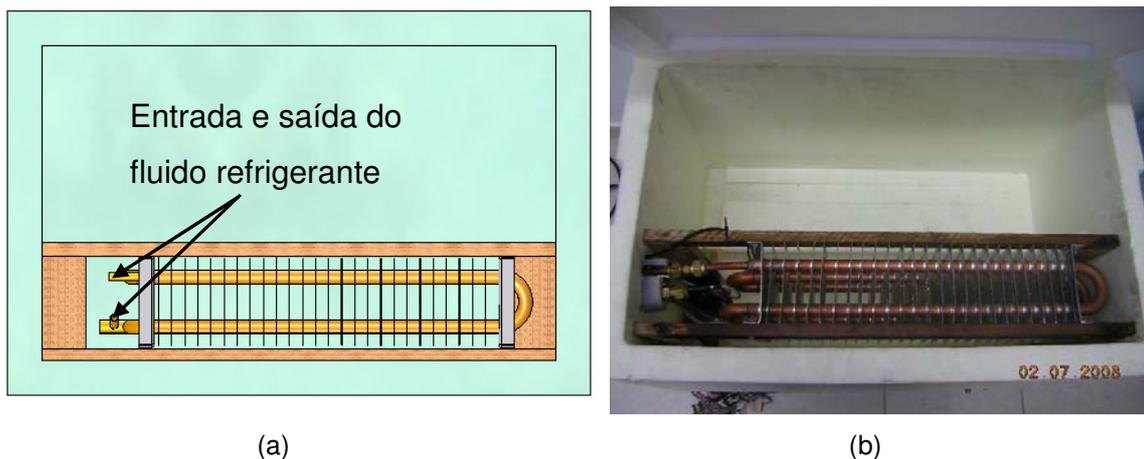


Figura 4.14. Disposição do evaporador dentro da câmara de testes: (a) desenho; (b) foto.

Após a seleção de todos os componentes do sistema, fez-se o desenho em escala no SolidWorks®, diagramando o conjunto de maneira que fosse de fácil visualização, manutenção dos itens, e que a bancada tivesse um tamanho reduzido, possível de transporte em um veículo automotor de pequeno porte. A Figura 4.15 mostra uma vista simplificada dos componentes da bancada e a Figura 4.16 mostra os principais componentes da bancada.

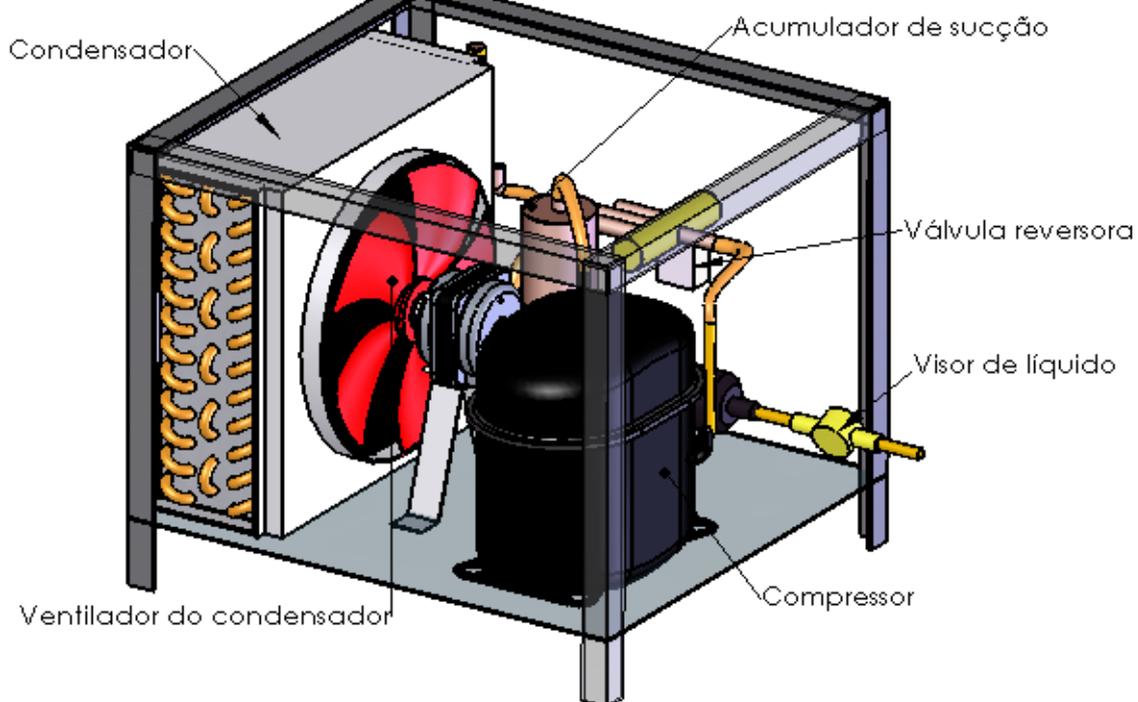


Figura 4.15. Vista simplificada da bancada de testes.

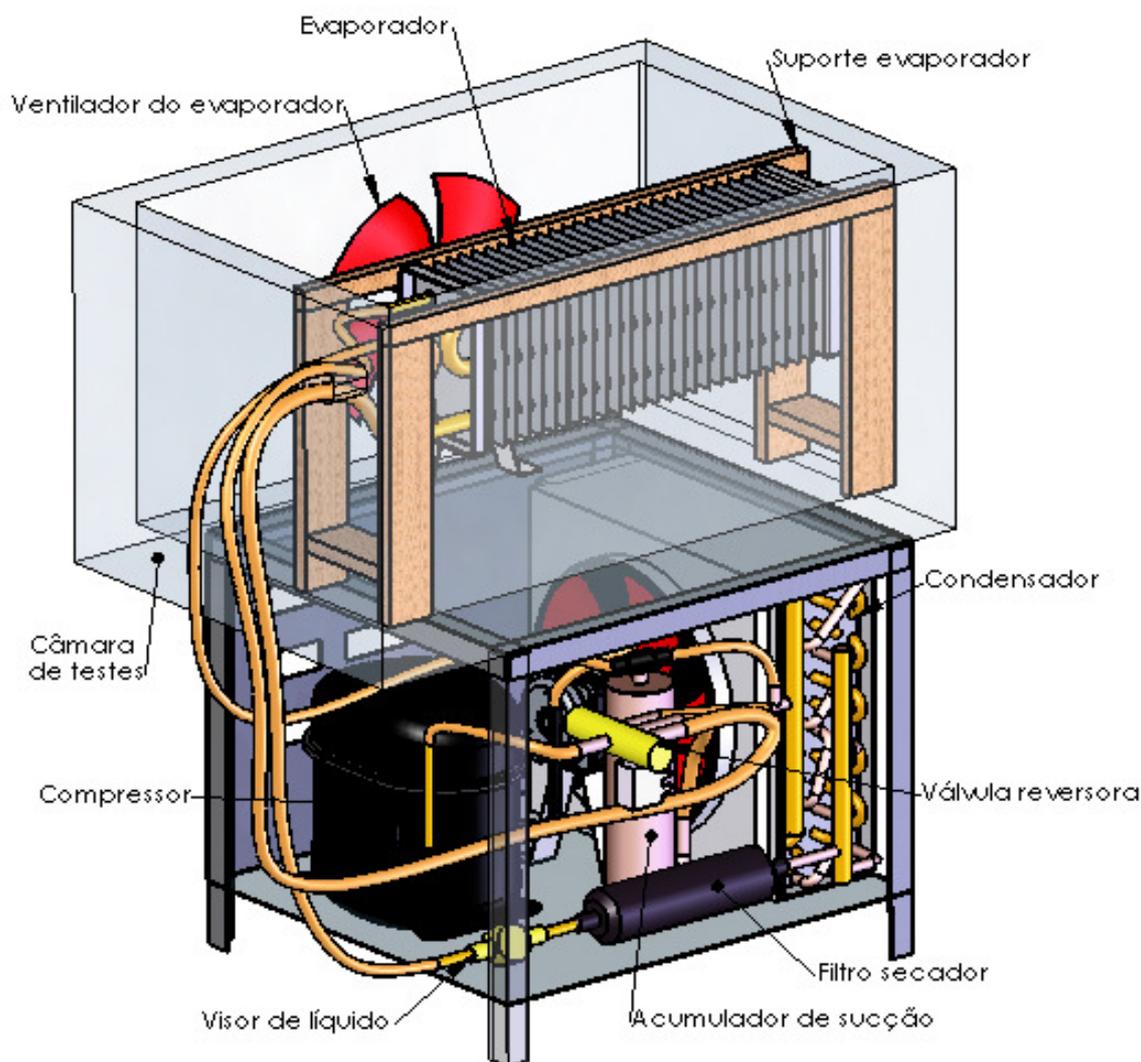


Figura 4.16. Vista geral da bancada de testes.

4.2.6. Sistema de Controle, Instrumentação e Aquisição de Dados

Um sistema de controle, instrumentação e aquisição de dados foi montado para estabelecer o funcionamento da bancada e registrar os valores de temperatura, pressão e umidade do sistema durante seu funcionamento.

O sistema é composto por um controlador de temperatura e umidade (MT-30Riplus), dois controladores de pressão (PCT-400Riclock), um controlador principal de temperatura (TC-900Riclock), e dois controladores secundários de temperatura (MT-520Riclock e TI-33Riclock).

As especificações, descrição e incerteza dos instrumentos do sistema de medição encontram-se descritos por completo no Apêndice B.5.

4.2.6.1. Controle de Temperatura

A aquisição de dados é feita com sensores de temperatura e controladores microprocessados modelo TC-900Riclock da Full Gauge Controls. Os mesmos são monitorados via computador pelo programa Sitrad (Software Supervisório de Refrigeração e Aquecimento). O controlador TC-900Riclock possui uma saída para comunicação com o conversor de sinal RS-232, podendo o controlador operar com dois sensores de temperatura simultaneamente, conforme visto na Figura 4.17.



Figura 4.17. Controlador TC-900Riclock da Full Gauge (figura retirada do Catálogo Full Gauge).

A medição de temperatura é feita com um sensor resistivo, que possui uma capa de proteção em aço inoxidável conforme Figura 4.18.

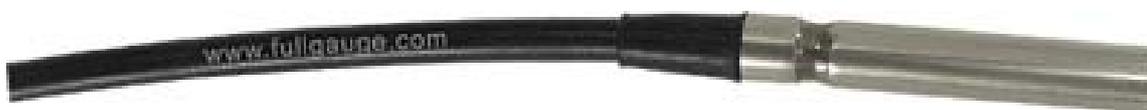


Figura 4.18. Sensor resistivo de temperatura (figura retirada do Catálogo Full Gauge).

4.2.6.2. Sensor de Pressão

A aquisição das medidas das pressões do evaporador é feita com o auxílio de controladores microprocessados modelo PCT-400Riclock da Full Gauge Controls. O controlador selecionado possui uma saída para

comunicação com o conversor de sinal RS-232, podendo operar apenas com um único sensor de pressão (Figura 4.19).



Figura 4.19. Controlador PCT-400Riclock (figura retirada do Catálogo Full Gauge).

Utilizou-se para o monitoramento da variação interna de pressão no tubo do evaporador o transdutor de pressão SB38-500V da Full Gauge (Figura 4.20). Ele permite a medição de pressão de gases, vapores e líquidos. O transdutor é produzido numa carcaça de aço inoxidável de alta estabilidade, possuindo um conector removível em uma extremidade e o sensor com rosca 1/4" NPT na outra.



Figura 4.20. Transdutor de pressão SB38-500V (figura retirada do Catálogo Full Gauge).

4.2.6.3. Sensor de Umidade

O controle de umidade e temperatura foi feito com o controlador microprocessado modelo MT-530Riplus da Full Gauge Controls. A medição de temperatura e umidade é feita com um sensor cerâmico conforme Figura 4.21.



Figura 4.21. Controlador MT-530Riplus da Full Gauge (figura retirada do Catálogo Full Gauge).

4.2.6.4. Conversor de Sinal RS-232 / RS-485

O conversor de sinal RS-232 é utilizado para comunicação dos controladores com a porta serial do computador. Sua função é converter o sinal de comunicação serial padrão RS-232 do computador para o padrão RS-485 dos controladores. Cada interface comunica até 96 controladores (Figura 4.22).



Figura 4.22. Conversor de sinal RS-232 da Full Gauge (figura retirada do Catálogo Full Gauge).

4.2.6.5. Software de Comunicação e Supervisão dos Controladores

O Sitrad é um supervisor desenvolvido pela Full Gauge Controls, utilizado para o monitoramento, configuração, armazenamento contínuo de dados, permitindo a modificação dos parâmetros de controle. Além disso, o Sitrad gera gráficos e relatórios sobre os dados obtidos no ensaio. No caso dos parâmetros ultrapassarem os limites previstos, o sistema envia mensagens de alerta para celulares e e-mails cadastrados. Para fins de ilustração, apresenta-se na Figura 4.23 a tela principal do programa.



Figura 4.23. Tela principal do programa Sitrad[®] da Full Gauge Controls.

4.2.7. Implementação do Sistema Principal de Controle da Bancada

Um sistema de controle e aquisição de dados, gerenciado pelo software Sitrad[®], foi instalado para ler os valores de temperatura e pressão utilizando os controladores da Full Gauge Controls. Este sistema é composto por 6 controladores e 1 conversor de sinal analógico-digital RS-232 / RS-485.

Dos seis controladores utilizados, somente 1 atuou no controle, ficando os outros 5 disponíveis para leitura de sinais. A Figura 4.24 mostra o diagrama elétrico da bancada com o controlador principal TC-900Riclock.

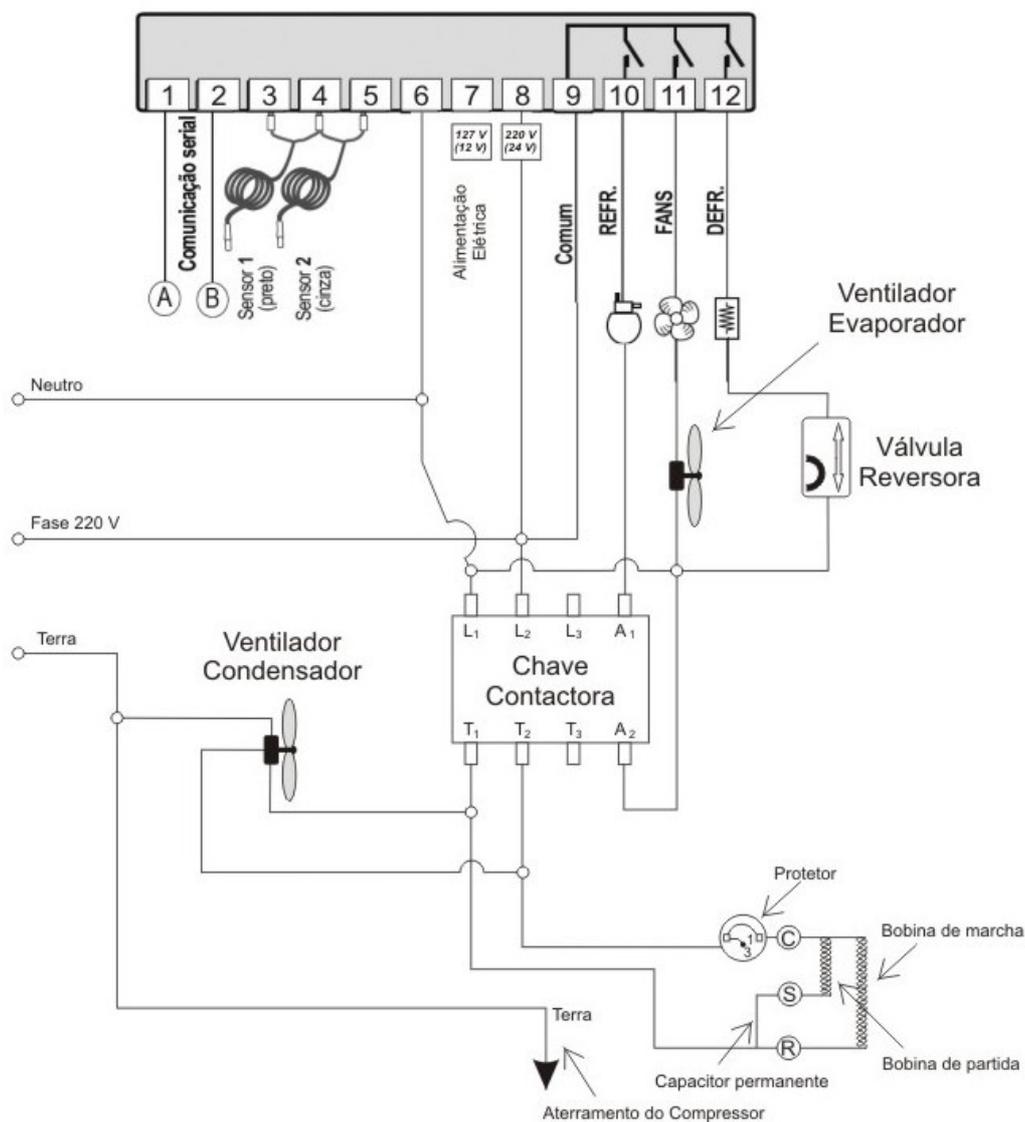


Figura 4.24. Diagrama elétrico de montagem do controlador principal.

4.2.8. Carga do Fluido Refrigerante

A quantidade de refrigerante no interior do sistema de refrigeração não influencia somente no ponto de equilíbrio do sistema, mas também na intensidade das condições de fadiga do tubo.

Sabe-se que a adição de carga de fluido refrigerante eleva todas as pressões do sistema. À medida que se aumenta a carga de refrigerante, aumenta-se o nível de líquido no condensador e no evaporador, diminuindo o volume interno disponível para vapor, provocando assim um aumento das pressões tanto do lado de alta como o de baixa.

4.2.8.1. Procedimento de Carga

A metodologia para carga de fluido é de inicialmente fazer vácuo no sistema e em seguida efetuar uma pré-carga. Após isso, esperam-se alguns minutos para que o fluido refrigerante se distribua em todo o sistema, e então, recolhe-se o mesmo existente anteriormente.

Depois disso, utilizando uma balança de precisão, faz-se uma nova carga de fluido refrigerante, colocando-se o sistema em funcionamento. Então é aferida a pressão de sucção e descarga com o auxílio de um “manifold”, sendo considerada a carga de fluido como completa quando já em regime de trabalho estabilizado, as pressões e temperaturas de projeto são alcançadas, e se o evaporador está com toda a sua área de troca ativa com fluido refrigerante.

O gradiente de temperatura no evaporador diminui à medida que a carga de refrigerante aumenta, acompanhando o aumento de pressão. Isto ocorre porque tem mais calor latente no evaporador, reduzindo a temperatura do fluido refrigerante na saída, bem como o superaquecimento do sistema.

A carga completa de fluido foi realizada no equipamento utilizando 800 g de fluido refrigerante. Depois aferiu-se a pressão de alta em 1241,1 kPa (180 psig) na saída do compressor e na baixa de 117,21 kPa (17 psig) no tubo de sucção.

4.2.9. Instrumentação do Sistema

Para um correto monitoramento do evaporador dentro da câmara de testes foram definidos, conforme o Quadro 4.1, os pontos e as denominações referentes a cada ponto monitorado no experimento.

Quadro 4.1. Pontos de medições no evaporador: T – temperatura; p_i – pressão interna; UR – umidade relativa.

Denominação	Ponto de Medição	Unidade	Instrumento
T1	Entrada do evaporador (superfície)	°C	TC-900Riclock
T2	Saída do evaporador (superfície)	°C	TC-900Riclock
T3	Câmara de teste	°C	MT-530Riplus
UR	Câmara de teste	%	MT-530Riplus
T4	Saída do 1° tubo evaporador (superfície)	°C	TI-33Riclock
T5	Meio do evaporador (superfície)	°C	TI-33Riclock
T6	Entrada do 6° tubo evaporador (superfície)	°C	TI-33Riclock
T7	Gelo externo ao tubo	°C	MT-520Riclock
p1	Entrada do evaporador	psig	PCT-400Riclock
p2	Saída do evaporador	psig	PCT-400Riclock

4.2.10. Dispositivo para Simplificação do Modelo Real

Para uma melhor utilização da potência de refrigeração disponível, realizou-se o encapsulamento de parte do evaporador com outro tubo de cobre de diâmetro e espessura maior.

A simplificação em escala do modelo real não altera em nenhum detalhe a ocorrência do fenômeno do rechupe, pois o intuito principal da utilização deste artifício é simplesmente promover a formação do depósito de gelo no tubo estudado em uma menor escala de tempo possível. A medida de 6,94 mm na Figura 4.25 refere-se à espessura da camada de gelo externa ao tubo de refrigeração.

O tubo encapsulado também possuía sete saídas para alívio inicial da dilatação, abertas a atmosfera para que a água não ficasse pressurizada entre o tubo encapsulante e o de refrigeração, oferecendo assim uma deformação plástica pelo exclusivo efeito da expansão volumétrica do gelo.

As aletas existentes anteriormente foram removidas para se poder fazer o encapsulamento do tubo, fato que também não compromete o processo de formação do rechupe.

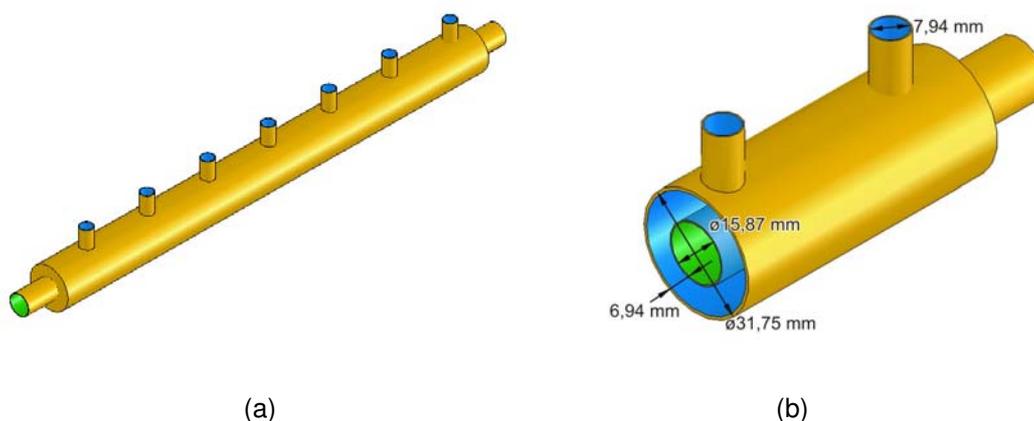


Figura 4.25. Detalhe para o encapsulamento do tubo: (a) seção de testes, (b) vista em corte da seção.

Os desenhos (Figura 4.26) e as fotos (Figuras 4.27 e 4.28) que seguem, mostram o posicionamento de alguns dos sensores de temperatura e pressão no interior da câmara de testes. O posicionamento dos sensores no evaporador foi feito simetricamente, de modo que fosse instalado alternadamente em cada seção de tubo desejada.

Por definição, denominou-se como a seção 1 de testes o tubo encamisado que recebia o fluido refrigerante a baixa pressão de evaporação, seção compreendida entre os sensores T1 e T4. A segunda seção de testes estava compreendida entre os sensores T2 e T6, conforme visto na Figura 4.26.

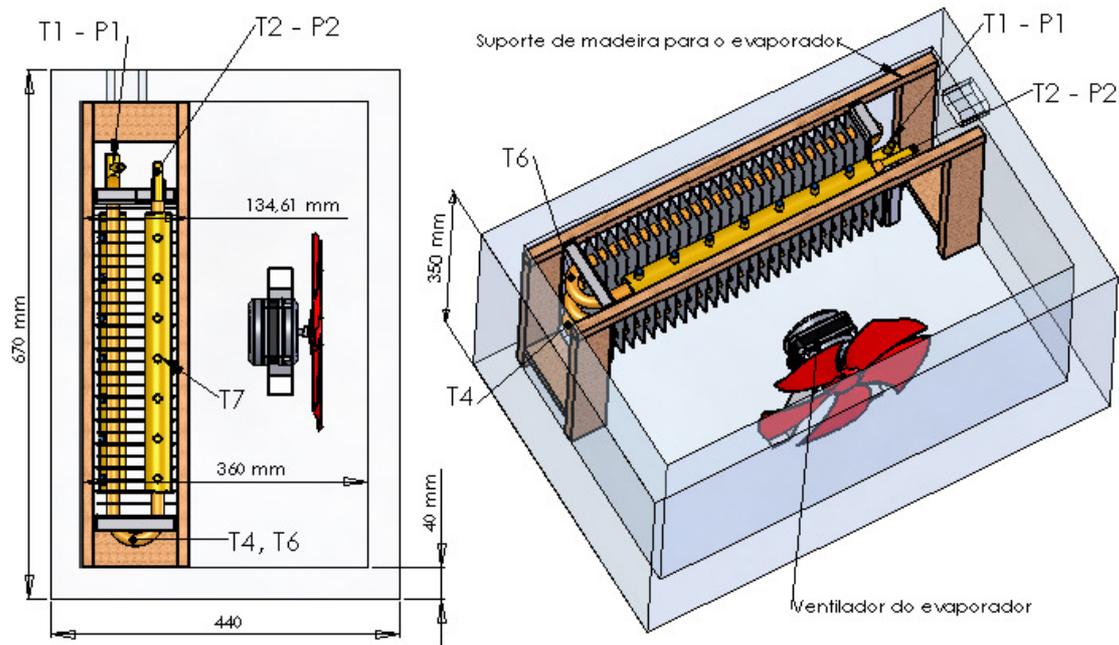


Figura 4.26. Desenho da disposição dos sensores no evaporador.

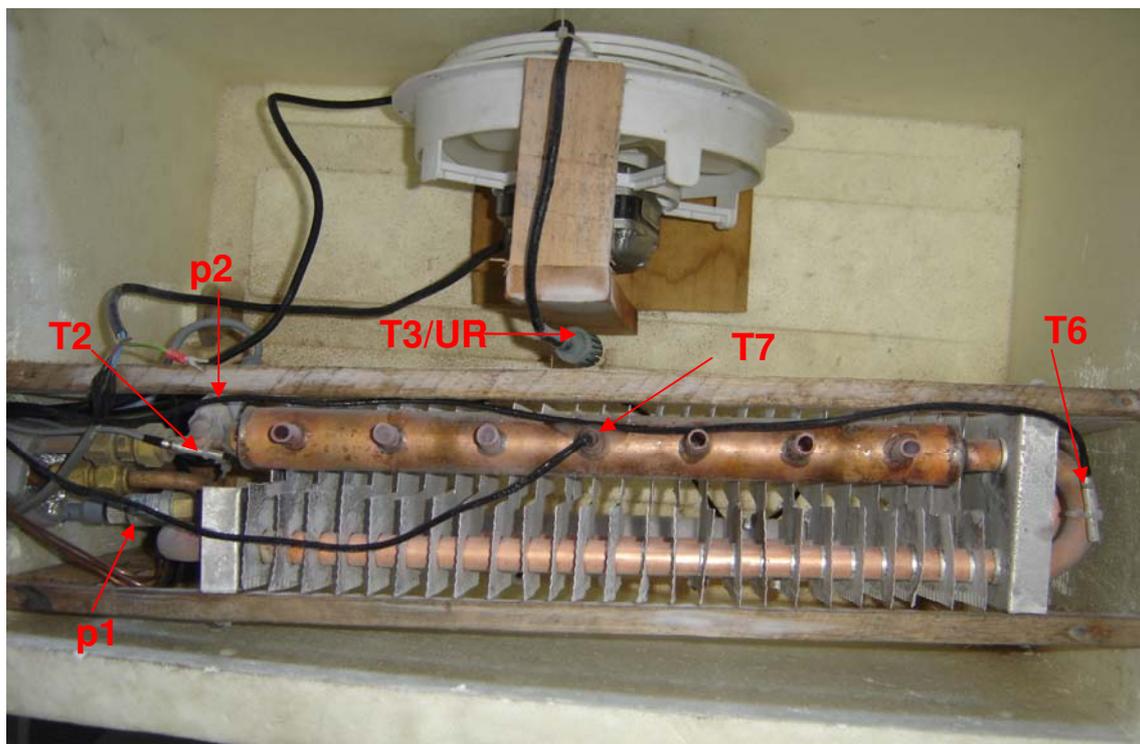


Figura 4.27. Foto da disposição dos sensores no evaporador.

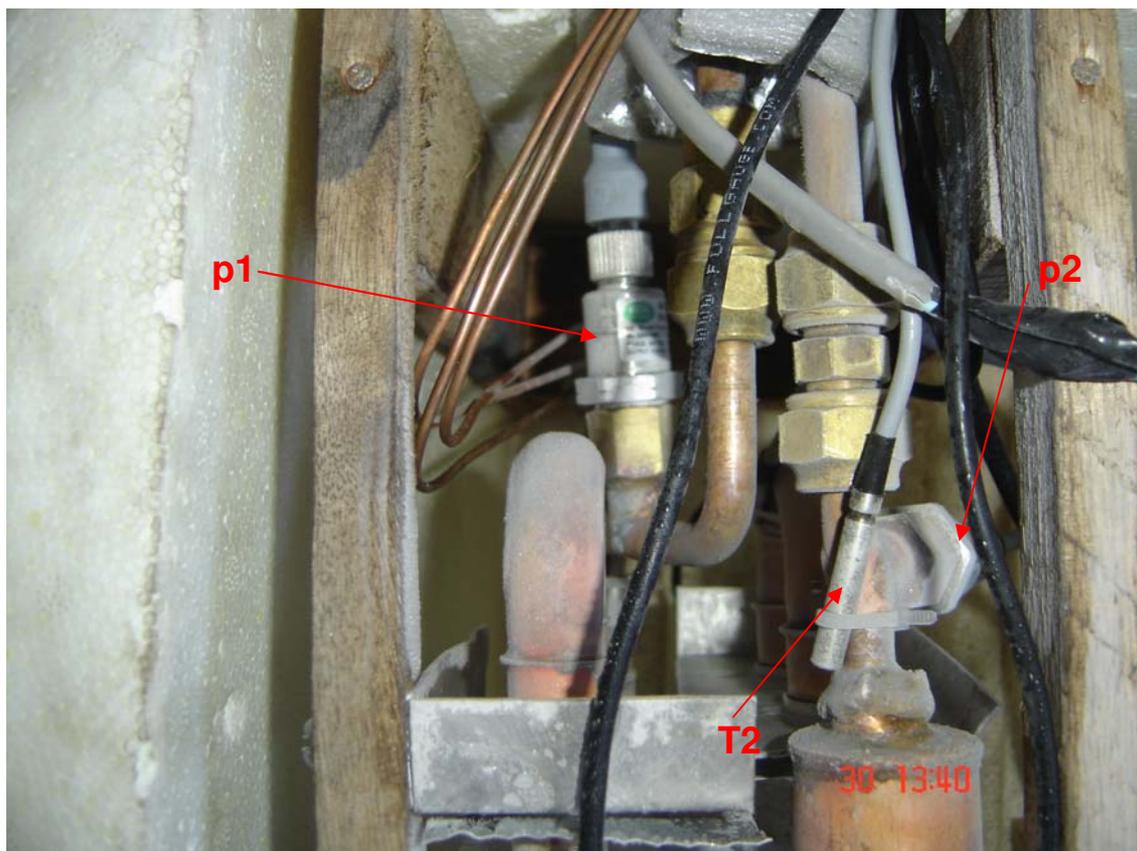


Figura 4.28. Foto da localização dos sensores de pressão e temperatura na entrada do evaporador.

Também foi realizado o sensoriamento de alguns pontos importantes no sistema, como a descarga do compressor, entrada e saída do condensador, entrada do acumulador de sucção e temperatura ambiente. As medições nestes pontos tiveram por princípio de se fazer o levantamento das características termodinâmicas da bancada. O instrumento utilizado para se medir nestes pontos foi um Penta da Full Gauge Controls, com cinco sensores resistivos de temperatura.

4.3. Ensaio Mecânicos

Para a caracterização mecânica do material foram realizados ensaios de tração e indentação, sendo utilizados como amostra o tubo novo, o tubo expandido (processado na fabricação), tubo pressurizado (tubo selado e com pressão interna), e o tubo danificado (retirado do evaporador após defeito).

O trabalho de caracterização mecânica do material foi desenvolvido em parceria com a Faculdade de Odontologia da PUCRS e o Serviço Nacional de Aprendizagem Industrial – SENAI Canoas.

4.3.1. Ensaio de Tração Uniaxial

Os ensaios de tração uniaxiais foram conduzidos de acordo com a norma ASTM E8M, utilizando corpos de prova preparados conforme padrões da norma. O comportamento do material foi avaliado medindo-se o deslocamento da placa, obtendo-se a curva tensão-deformação. A Figura 4.29 mostra o esquema utilizado para o ensaio de tração, e a Figura 4.30 apresenta a amostra para o ensaio de tração com seus respectivos insertos.

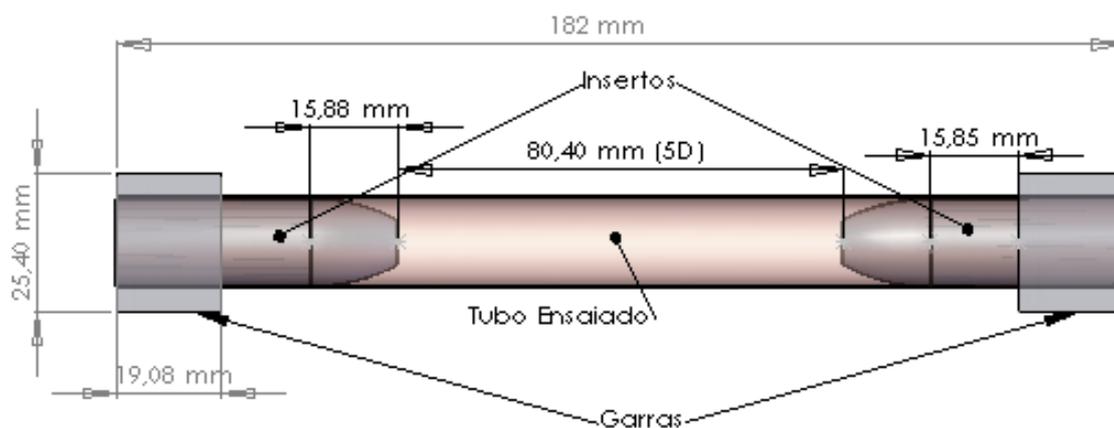


Figura 4.29. Fixação e dimensões do corpo de prova.



Figura 4.30. Corpo de prova e seus insertos.

Os corpos de prova foram fixados na máquina através de duas garras, sendo a garra superior móvel e a inferior fixa. A garra utilizada para o ensaio possui um formato especial perfazendo sua apunhadura em toda área circular do tubo, não criando pontos de concentração de tensão, o que levaria a ruptura localizada perto da garra, distorcendo o resultado esperado.

A máquina utilizada para o ensaio de tração era da marca EMIC modelo DL2000, sendo aplicada uma velocidade de tração de 30 mm/min, estando ela prescrita numa faixa de valores entre 5,5 mm/min até 55,0 mm/min pela norma ASTM E8M.

4.3.1.1. Medição da Área de Tubo

Antes da realização dos ensaios, foi medido o diâmetro externo (D_0) de cada corpo de prova com um paquímetro digital em duas posições defasadas de 90 graus (0° e 90°) em torno da circunferência, em cinco seções transversais da área útil de testes. A aferição do diâmetro externo utilizou o procedimento de medição nos pontos do tubo descrito na Figura 4.31.

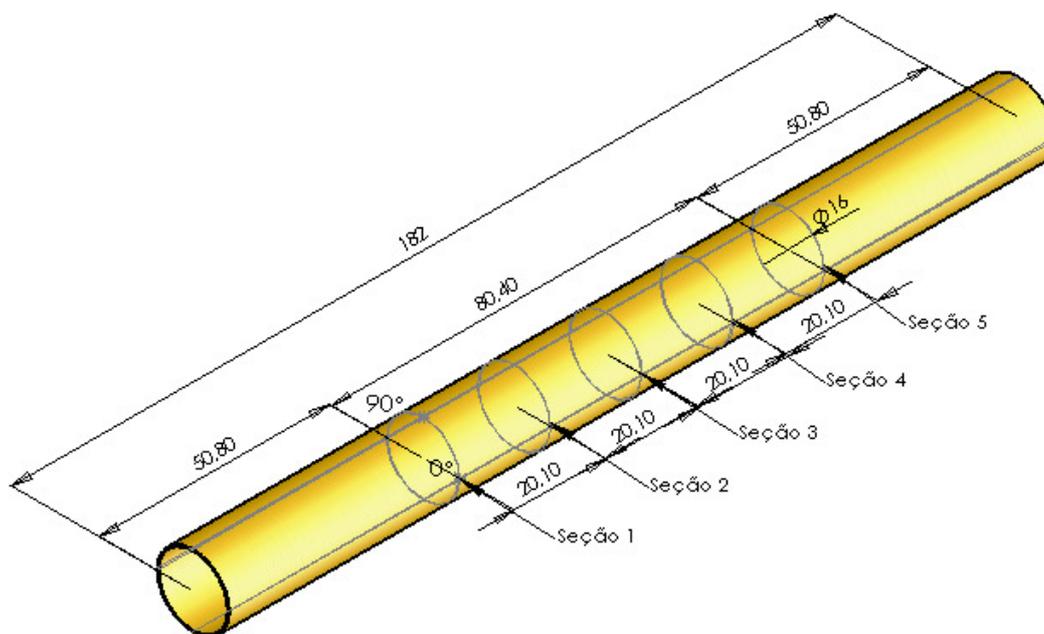


Figura 4.31. Esquema de medição dos corpos de prova ensaiados.

As medidas realizadas com o paquímetro na borda do tubo não podem ser consideradas, pois o corte do mesmo é feito com um cortador orbital, que deforma sua fina parede, incorrendo em erros de medição. Então adotou-se

aqui a metodologia que se baseia em um processo óptico, que utiliza um microscópio óptico e uma amostra de tubo embutida em resina acrílica, cortada e polida para garantir a qualidade das medições. A amostra foi medida 2 vezes em ângulos de 0° e 90° , de modo que a espessura é dada pela média aritmética dessas medidas (D_0 é a média de 10 medidas com uma incerteza de $\pm 15 \mu\text{m}$ para tal procedimento). A Figura 4.32 exemplifica o processo de medição utilizado. A resina injetada no interior dos tubos é para evitar danos à amostra durante o processo de polimento.

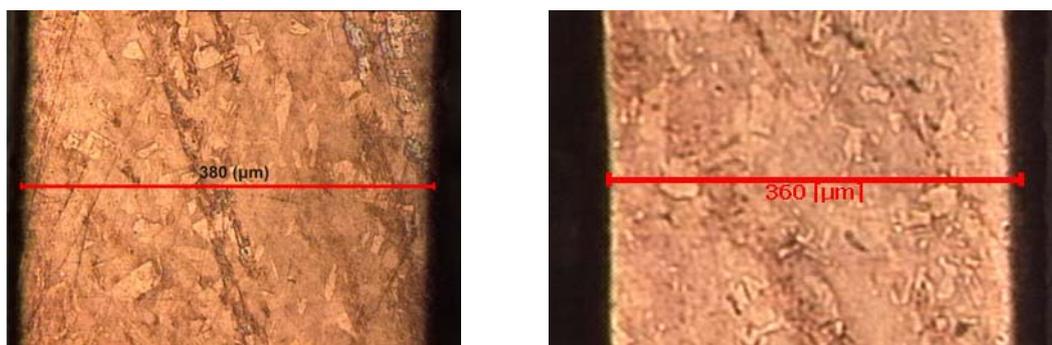


Figura 4.32. Medições ópticas da espessura do tubo expandido.

A Tabela 4.1 apresenta as dimensões médias dos corpos de prova para o ensaio de tração. Para o cálculo da razão D_0/t , padronizou-se como espessura média do tubo novo e expandido respectivamente como: $0,41 \pm 0,015 \text{ mm}$ e $0,37 \pm 0,015 \text{ mm}$ para qualquer situação.

Tabela 4.1. Dimensões médias das amostras para o ensaio de tração.

Amostra	D_0 (mm)	D_0/t
N1	15,77	38,46
N2	15,85	38,66
N3	15,80	38,53
E1	16,36	44,21
E2	16,29	44,03
E3	16,36	44,21
E4	16,32	44,11
D1	16,28	44,00

Os valores do diâmetro externo podem apresentar uma pequena variação do padrão especificado pelo fabricante, isto porque o processo de corte necessita alinhar o tubo numa seqüência de roldanas, deformando o tubo que perde sua concentricidade, alterando levemente o diâmetro externo do mesmo.

4.3.2. Ensaio de Indentação

Para ensaios de indentação existem três tipos de indentadores:

- Indentador esférico;
- Indentador longitudinal;
- Indentador transversal.

Optou-se por utilizar somente o indentador esférico por se aproximar da característica do defeito encontrado nos tubos de refrigeração com recheio. As dimensões dos corpos de prova e do punção indentador seguiram o padrão de escala adotado no trabalho de (Pinheiro, 2006), sendo as dimensões da base de ensaio e do punção indentador descritos na Tabela 4.2.

Tabela 4.2. Dimensões da base de ensaio e do punção indentador.

Componente	Parâmetro	Valor
Base de ensaio	Espessura (mm)	3,175 (1/8")
	Comprimento (mm)	195
Punção indentador	Diâmetro externo (mm)	13,75

A máquina utilizada para os ensaios de indentação é da marca EMIC modelo DL2000, apresentando uma capacidade máxima de compressão de 20 kN (Figura 4.33). Acoplado a mesa superior da máquina está a célula de carga, com capacidade máxima de 500 N. O punção indentador é fixado diretamente na célula de carga, sendo a mesma conectada a um computador através de uma saída RS-232, fazendo a leitura de dados, graficando automaticamente a carga aplicada, versus o deslocamento sofrido pelo punção.

No Apêndice B.6 e B.7 encontram-se os certificados de calibração da máquina de ensaios e da célula de carga utilizada na compressão.



Figura 4.33. Máquina para ensaio de indentação EMIC DL2000 (Site da empresa EMIC).

O apoio das amostras foi feito em dois blocos. O primeiro no formato “V” foi confeccionado segundo (Becker, 2005) e (ASTM D2444, 1999). O bloco V é feito em aço para não sofrer deformações e possui um ângulo de abertura 90° , restringindo os deslocamentos na direção vertical. As laterais do bloco são suficientemente grandes para abrigarem toda a amostra do tubo.

A segunda base de suporte para indentação é semelhante a primeira, mas com a diferença de ângulo de abertura, que agora é de 120° , seguindo o padrão de construção de (Blachut, 2007) e (Moffat, 2005). Este modelo é utilizado porque diminui o atrito das laterais do tubo com a base de suporte, deixando o tubo com um grau de liberdade para deslocamentos e deformação, não provocando alterações nos resultados dos ensaios. A Figura 4.34 exemplifica os dois modelos de base testados para realização dos ensaios de indentação.

As propriedades do punção indentedor não foram determinadas, mas sabe-se que este foi construído em aço normalizado SAE 1045, com dureza bem superior a do tubo de cobre, comportando-se como um corpo rígido. Também não foram avaliadas as propriedades da base de indentação, sendo

assumida a mesma como uma superfície resistente o bastante para não sofrer deformações.

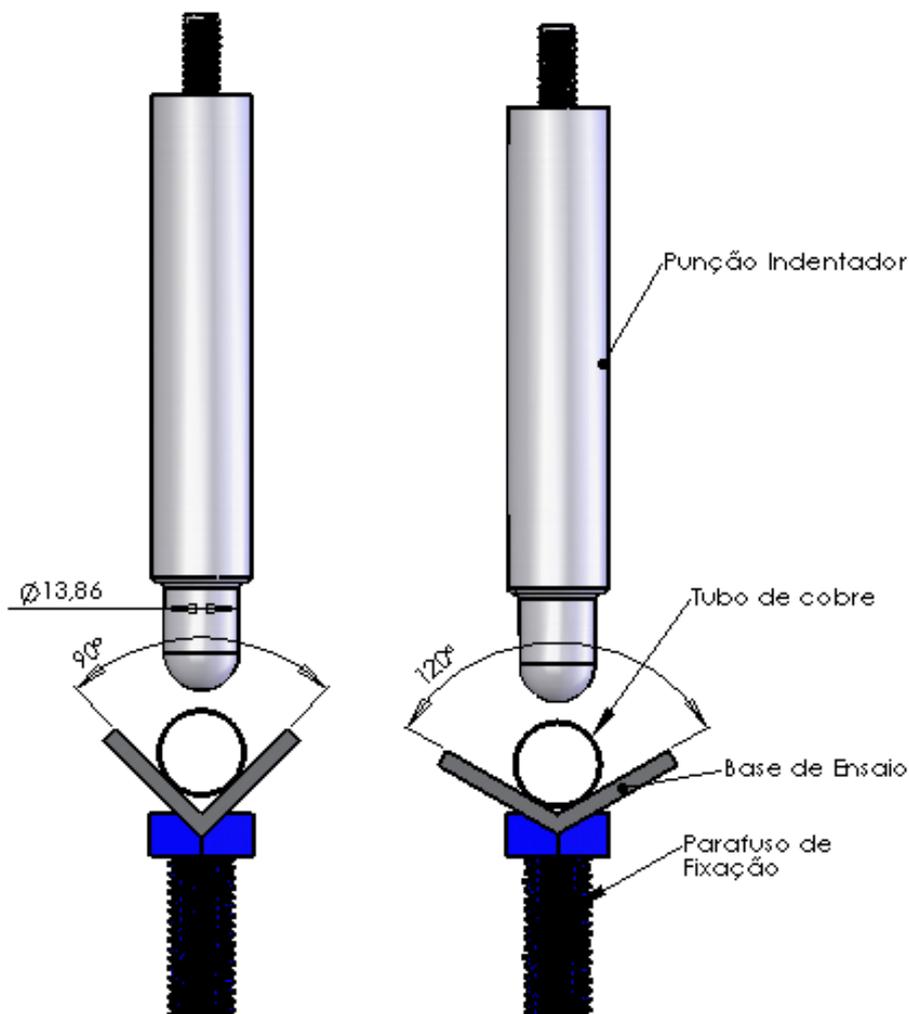


Figura 4.34. Modelos de bases para o ensaio de indentaç o.

Ap s a realiza o de ensaios preliminares optou-se pela segunda base de suporte por proporcionar um resultado mais confi vel devido ao atrito reduzido nas bordas de ataque. No Anexo A.1, encontram-se os resultados de indenta o para a base de 90° .

Os ensaios de indenta o s o considerados trabalho a frio. Estudos identificam que a zona afetada   de 10 vezes a profundidade de indenta o (Davis, 2003). A indenta o m xima nas amostras de tubos foi de 8 mm, gerando uma zona afetada de 80 mm para cada lado (10 vezes a deforma o imposta), mas ainda menor que os 91 mm dispon veis nos corpos de prova do tubo.

A velocidade que o punção indentador comprimia a amostra de tubo seguiu o trabalho teórico-experimental de (Becker, 2005), sendo constante a 2 mm/min, tanto para carregamento como descarregamento.

A Tabela 4.3 apresenta as dimensões médias dos corpos de prova antes da realização do ensaio.

Tabela 4.3. Dimensões médias das amostras para o ensaio de indentação na base de 120°.

Amostra	D_0 (mm)	D_0/t
N4	15,77	38,46
N5	15,77	38,46
N6	15,75	39,42
E5	16,31	44,08
E6	16,34	44,16
E7	16,28	44,00
P1	16,34	44,16
P2	16,32	44,11
P3	16,31	44,08
D2	16,25	43,92
D3	16,23	43,86

4.3.3. Ensaio de Indentação Sob Pressão Interna

Após os ensaios de indentação a pressão atmosférica, novos tubos de cobre foram expandidos e selados numa faixa de pressão 1,1723 - 1,3103 MPa (170 - 190 psig) com nitrogênio gasoso, esta que é máxima pressão de trabalho do evaporador estudado na bancada de testes. As extremidades dos corpos de prova foram conformadas mecanicamente, fazendo o fechamento das amostras no formato esférico, diminuindo assim a concentração de tensões nestes pontos. O cilindro de nitrogênio que efetuou a carga possuía um manômetro calibrado que monitorava a pressão interna do tubo enquanto era selado, garantindo a pressão de trabalho especificada.

O ensaio no tubo com pressão interna possui um comprimento maior do que o tubo aberto a atmosfera (Figura 4.35), motivo este é a selagem do corpo de prova que emprega conformação mecânica e o processo de brasagem, necessitando de maior área para que o tubo não encruasse ou fosse recozido pelo calor empregado, alterando as propriedades mecânicas na região a ser ensaiada.

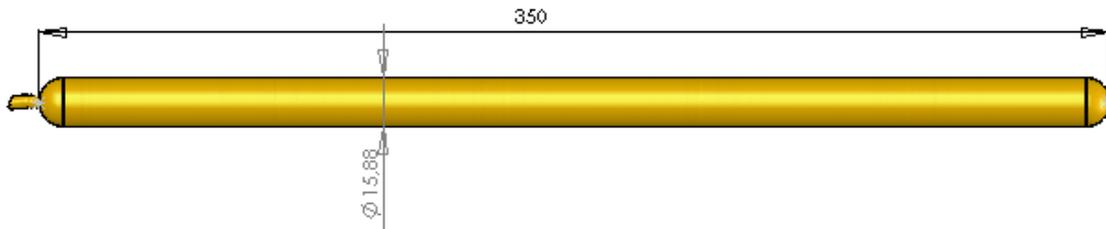


Figura 4.35. Tubo de cobre pressurizado a 1310,0 kPa (190 psig).

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A Figura 5.1 mostra o fluxograma de apresentação dos resultados do trabalho.

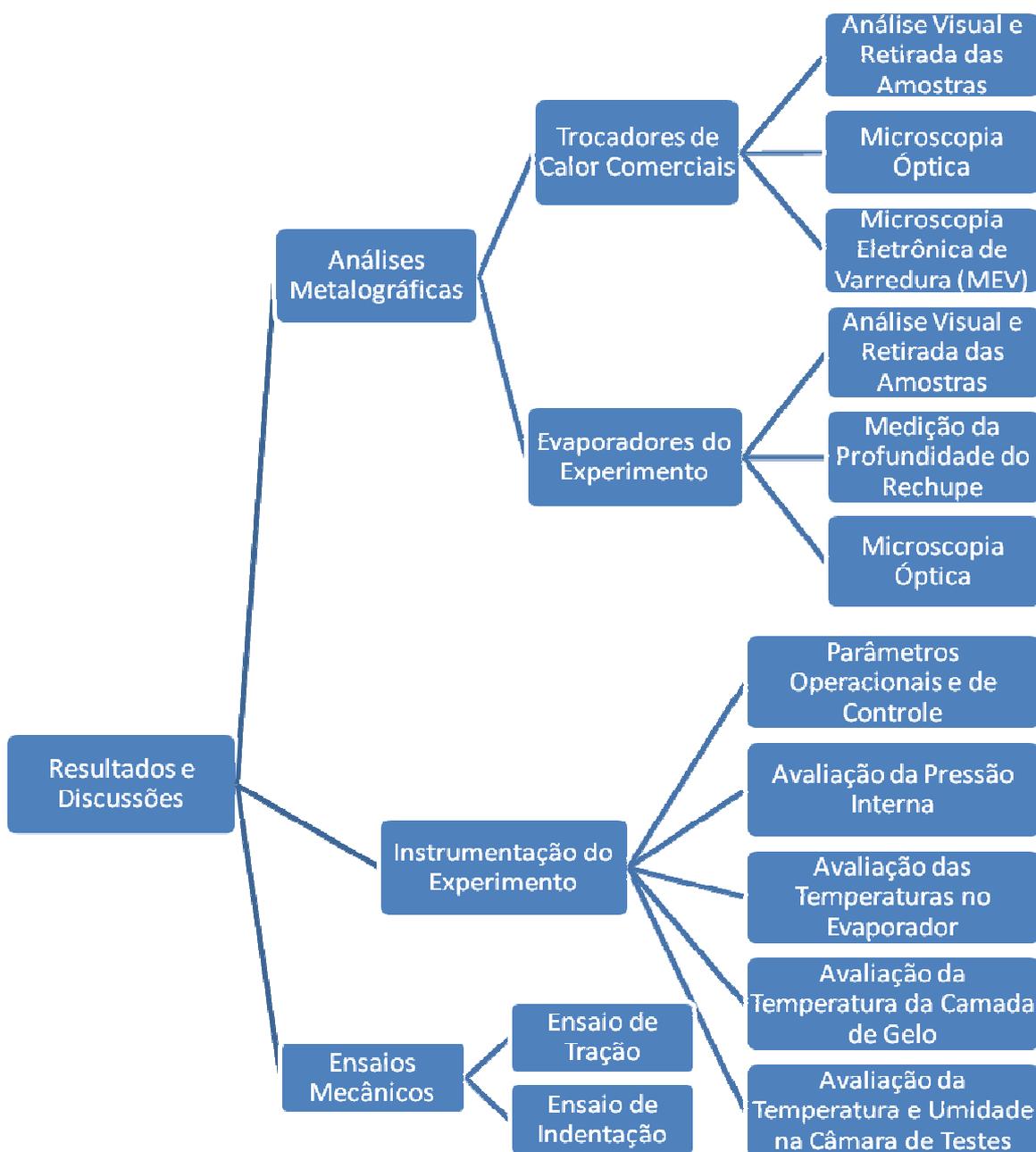


Figura 5.1. Fluxograma de apresentação dos resultados.

5.1. Análises Metalográficas

5.1.1. Resultados dos Trocadores de Calor Comerciais

5.1.1.1. Análise Visual e Retirada de Amostras

A Figura 5.2 mostra o modelo de trocador de calor comercial que sofreu danos em seu uso, o posicionamento do componente em uso é de mesma forma como é visto na figura, indicando que o rechupe aconteceu na parte inferior do trocador, perto da entrada de fluido refrigerante à baixa pressão.



Figura 5.2. Trocador de calor danificado em uso.

Para maior entendimento do caso, é mostrado em detalhe na Figura 5.3 o tubo danificado. O amassamento das aletas não deve ser considerado como

defeito do componente, pois as aletas foram removidas intencionalmente para poder analisar o dano no tubo.

Conforme relatado anteriormente, a ocorrência do rechupe se dá preferencialmente nos tubos de entrada e saída dos trocadores de calor, região sujeita às maiores variações de temperatura e pressão.



Figura 5.3. Área danificada do trocador de calor.

Após a inspeção visual no trocador de calor, foram cortadas as extremidades do tubo danificado, removendo-o cuidadosamente para que não amassasse na sua retirada. As Figuras 5.4 e 5.5 mostram em detalhe o tubo que sofreu a maior contração volumétrica.



Figura 5.4. Tubo danificado.



Figura 5.5. Corte transversal do tubo danificado.

Pode-se verificar no tubo danificado que o mesmo não apresentava vazamento, sem a presença de trincas na zona de contração, tratando-se simplesmente de um defeito tipo rechupe, o que limitava a passagem do fluxo de fluido refrigerante, prejudicando assim todo o sistema de refrigeração pela baixa eficiência de energia.

5.1.1.2. Microscopia Óptica do Tubo Novo, Tubo Expandido e do Tubo Danificado Comercialmente

Foram feitas análises microestruturais nos tubos de cobre com o intuito de comparar o material dos três tubos: o tubo novo, tubo expandido e o tubo danificado comercialmente.

Com a seqüência de polimento efetuada, as amostras foram atacadas e secas, sendo posteriormente levadas ao microscópio óptico para análise de sua estrutura. A amostra longitudinal do tubo novo de cobre levada ao microscópio óptico como pode ser visto nas Figuras 5.6, 5.7 e 5.8, onde as imagens possuem aumento de 200, 500 e 1000 vezes, respectivamente.

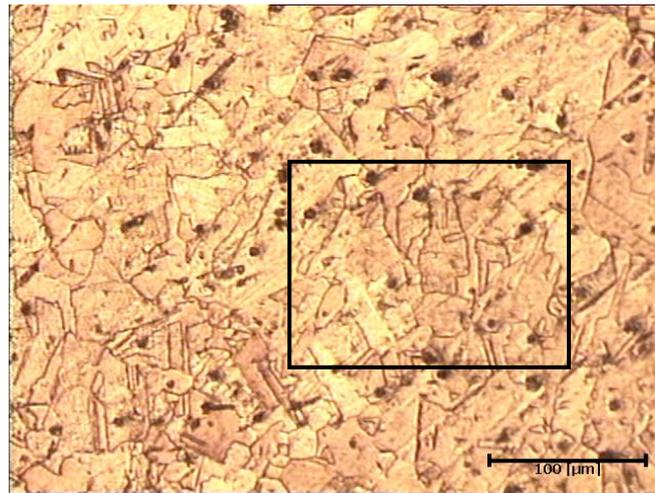


Figura 5.6. Amostra longitudinal do tubo novo, aumento de 200 vezes.

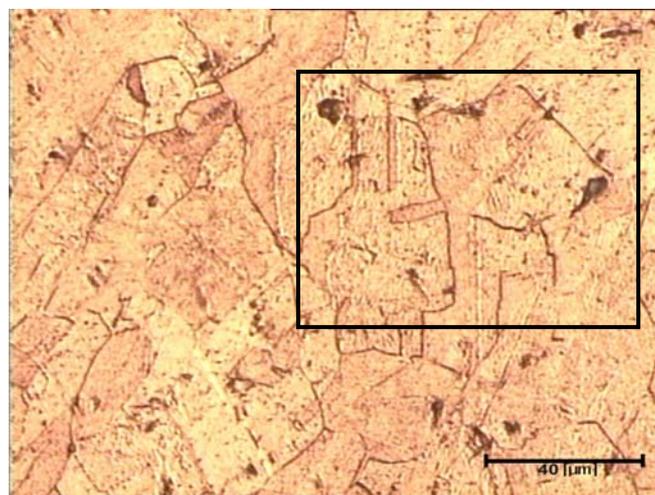


Figura 5.7. Amostra longitudinal do tubo novo, aumento de 500 vezes (região em destaque na Figura 5.6).

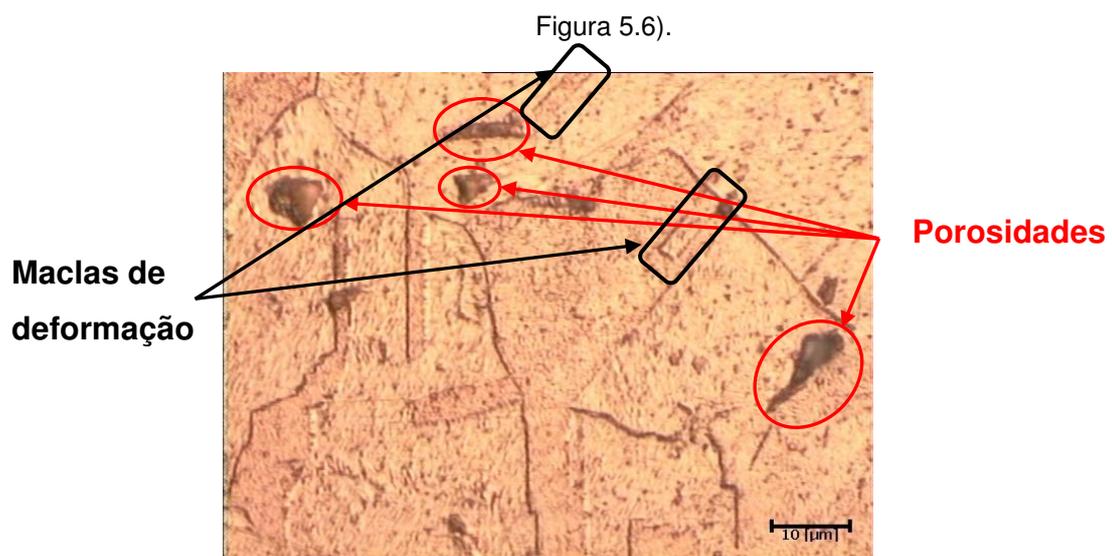


Figura 5.8. Amostra longitudinal do tubo novo, aumento 1000 vezes (região em destaque na Figura 5.7).

Pode-se observar nas imagens do tubo de cobre novo que ele possui certo grau de encruamento nos seus grãos. Também são visualizadas porosidades no material, apresentando tamanho médio de 10 μm . As porosidades presentes em um material podem levar a concentrações e amplificação de tensões nas proximidades destes defeitos, proporcionando um acúmulo de discordâncias em contornos de grãos e defeitos cristalinos

Outro fato importante de ressaltar é a estrutura cúbica de face centrada (CFC) do cobre, esta por sua vez possui alto grau de deformação, sendo favorável a formação de maclas por recozimento ou encruamento (Hertzberg, 1996).

As maclas presentes no tubo novo podem ser vistas nas Figuras 5.6 à 5.8. Não se percebe a presença de uma textura predominante na seção longitudinal do tubo novo, muito provavelmente em função do tratamento térmico de recozimento após as etapas de conformação mecânica.

As Figuras 5.9, 5.10 e 5.11 apresentam respectivamente as imagens do tubo transversal atacado com aumento de 200, 500 e 1000 vezes.

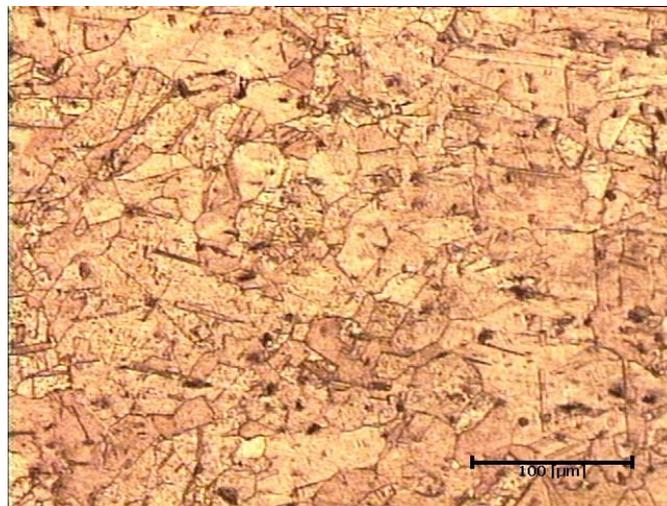


Figura 5.9. Amostra transversal do tubo novo, aumento de 200 vezes.

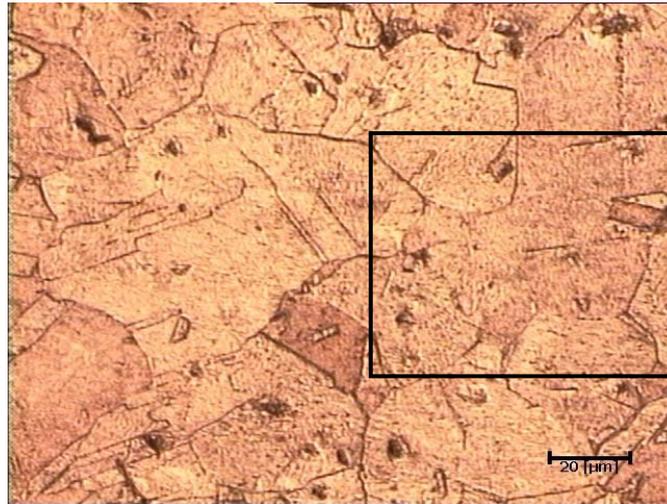


Figura 5.10. Amostra transversal do tubo novo, aumento de 500 vezes.

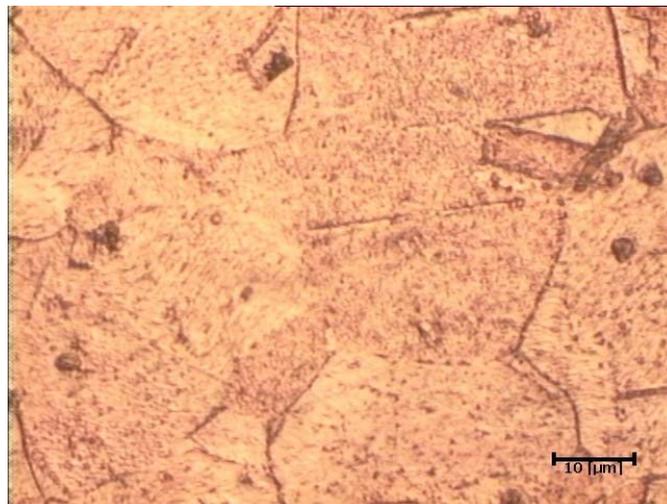


Figura 5.11. Amostra transversal do tubo novo, aumento de 1000 vezes (região em destaque na Figura 5.10).

Para uma melhor compreensão da alteração da estrutura do tubo durante a fabricação do trocador de calor, foram comparadas as Figuras 5.12 e 5.13 com as anteriores do tubo novo para tentar entender a ação pelo processo de expansão no tubo. As imagens possuem aumento de 500 e 1000 vezes, respectivamente.

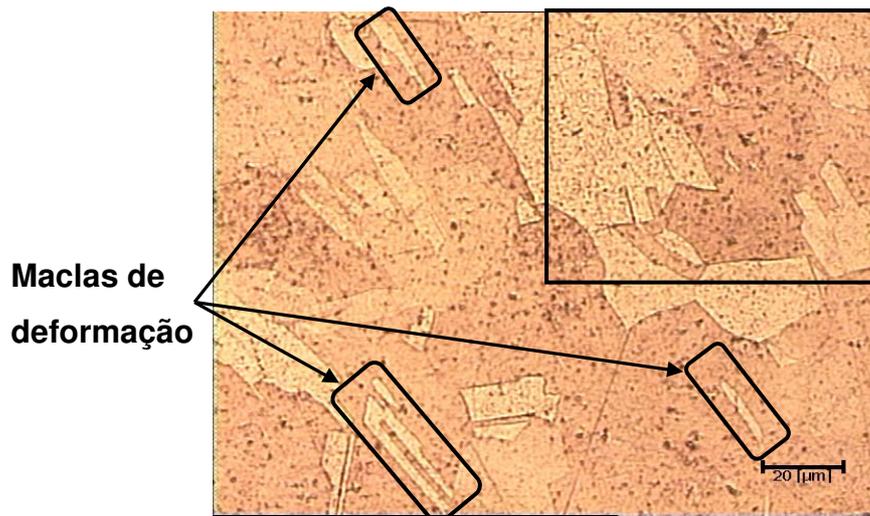


Figura 5.12 – Amostra longitudinal do tubo expandido, aumento de 500 vezes.

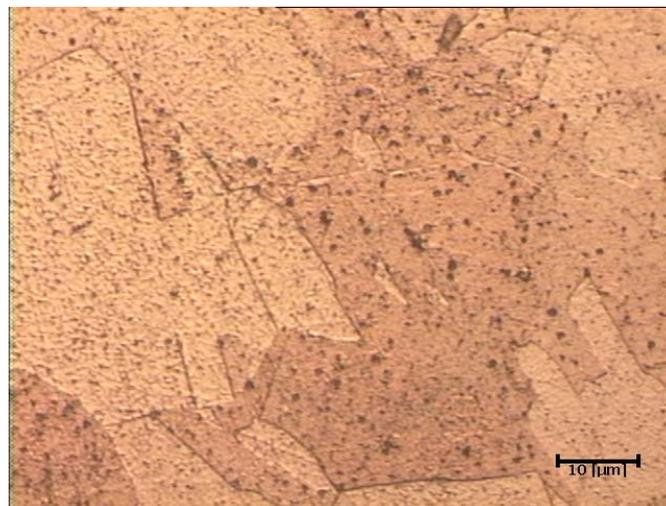


Figura 5.13 – Amostra longitudinal do tubo expandido, aumento de 1000 vezes (região em destaque na Figura 5.12).

Há uma grande dificuldade de polimento da amostra longitudinal do tubo expandido, isto se deve ao fato do material ser muito dúctil, facilmente susceptível a riscos na sua superfície. O alto grau de encruamento da estrutura, também dificultou a revelação dos contornos de grão, sendo o ataque ora excessivo, ora brando.

Na Figura 5.12 estão em destaque as maclas de deformação do material, percebe-se ainda que elas possuem uma direção preferencial de ocorrência conforme destaque.

O estudo no tubo expandido se deu também na sua seção transversal, sendo as Figuras 5.14 e 5.15 imagens do tubo expandido na transversal, com aumento de 500 e 1000 vezes, respectivamente.

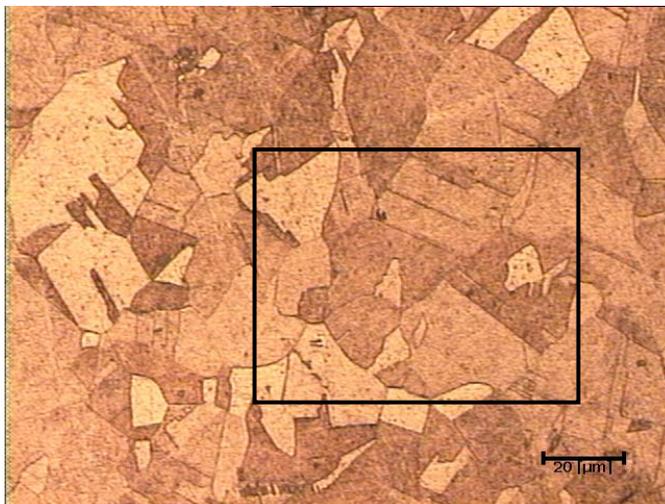


Figura 5.14 – Amostra transversal do tubo expandido, aumento de 500 vezes.

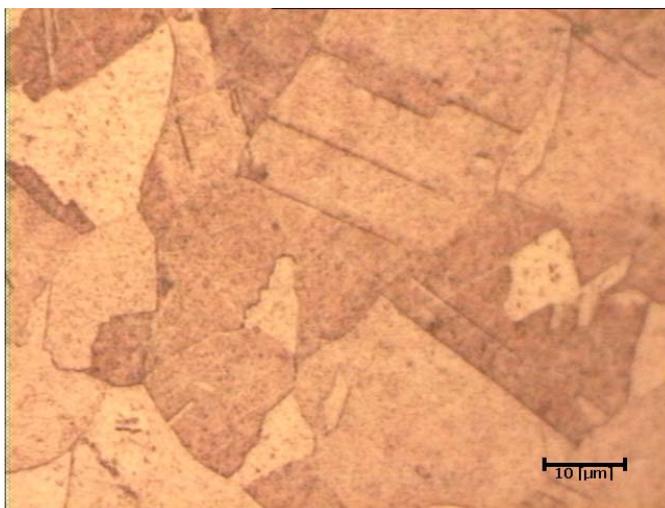


Figura 5.15 – Amostra transversal do tubo expandido, aumento de 1000 vezes (região em destaque na Figura 5.14).

Pode-se destacar a qualidade superior nas metalografias do tubo na direção transversal do que na longitudinal, isto se deve a orientação granular das amostras, que tem seu alinhamento preferencialmente na longitudinal do tubo, mesmo sentido de expansão.

As imagens da seção longitudinal do tubo de cobre danificado comercialmente são apresentadas Figuras 5.16 e 5.17, elas possuem aumento de 500 e 1000 vezes, respectivamente.

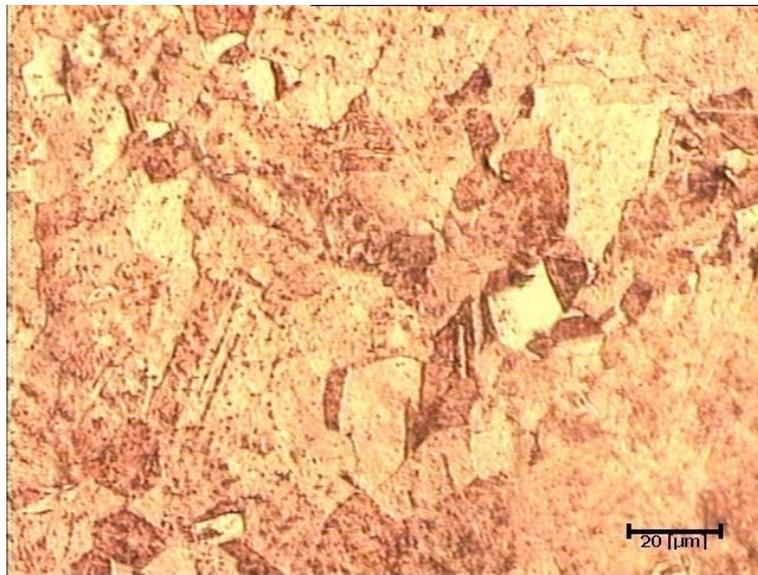


Figura 5.16. Amostra longitudinal do tubo danificado comercialmente, aumento de 500 vezes.



Figura 5.17. Amostra longitudinal do tubo danificado comercialmente, aumento de 1000 vezes.

Também foram analisadas as imagens da seção transversal do tubo de cobre danificado comercialmente, sendo apresentadas nas Figuras 5.18 e 5.19, possuindo aumento de 500 e 1000 vezes, respectivamente.



Figura 5.18. Amostra transversal do tubo danificado comercialmente, aumento de 500 vezes.

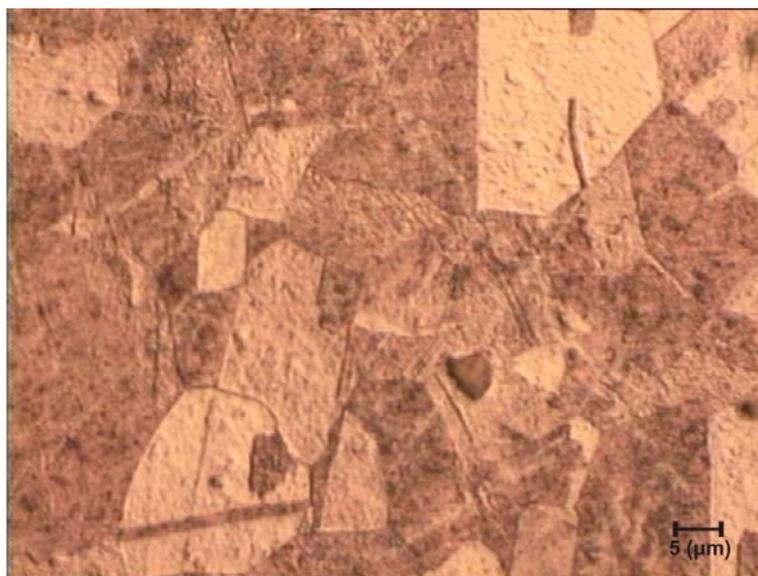


Figura 5.19. Amostra transversal do tubo danificado comercialmente, aumento de 1000 vezes.

Com base nas Figuras 5.18 e 5.19, pode observar que o grau de encruamento é maior nos tubos danificados do que nos tubos novos, isto pode ser explicado, pelas deformações plásticas permanentes sofridas pelo tubo ao longo da sua vida útil, implicando em uma maior quantidade de regiões macladas no interior dos grãos cristalinos.

5.1.1.3. Microscopia Eletrônica de Varredura (MEV)

As amostras dos tubos foram analisadas no microscópio eletrônico de varredura (MEV), nos modos SE, BSE, e a utilização do EDS.

A imagem transversal do tubo de cobre novo com aumento de 2000 vezes é apresentada na Figura 5.20 no modo SE (elétrons secundários).

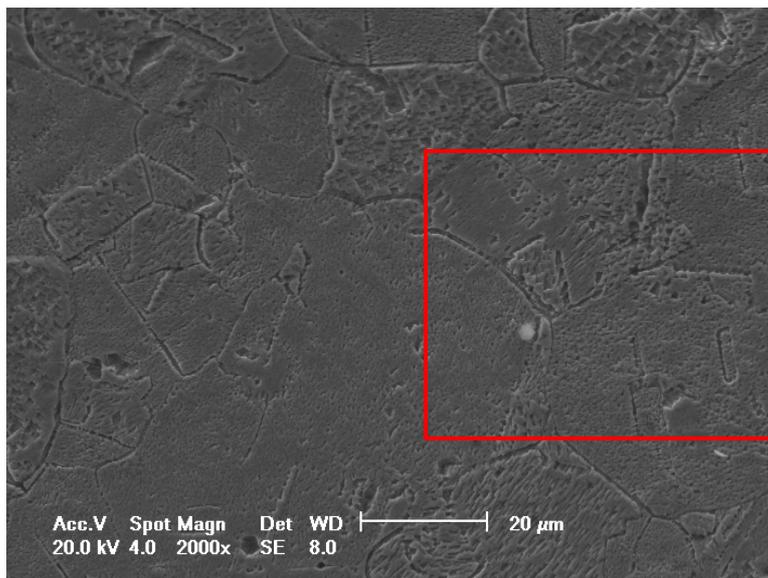


Figura 5.20. Amostra transversal do tubo novo, modo SE, aumento de 2000 vezes.

A Figura 5.20 mostra grãos maiores e menores, poligonais e com contornos bem definidos. Também podem ser observadas as diferentes direções dos grãos cristalográficos, realçados pelo maior ataque corrosivo devido ao reagente químico em algumas regiões. O tamanho de grão da amostra transversal do tubo novo varia em torno de 25 μm .

Um tamanho de grão pequeno produz muitos contornos e as discordâncias podem mover-se apenas por uma curta distância antes de encontrar outro contorno (Hertzberg, 1996). A Figura 5.21 mostra com aumento de 4000 vezes, a amostra transversal do tubo de cobre novo.

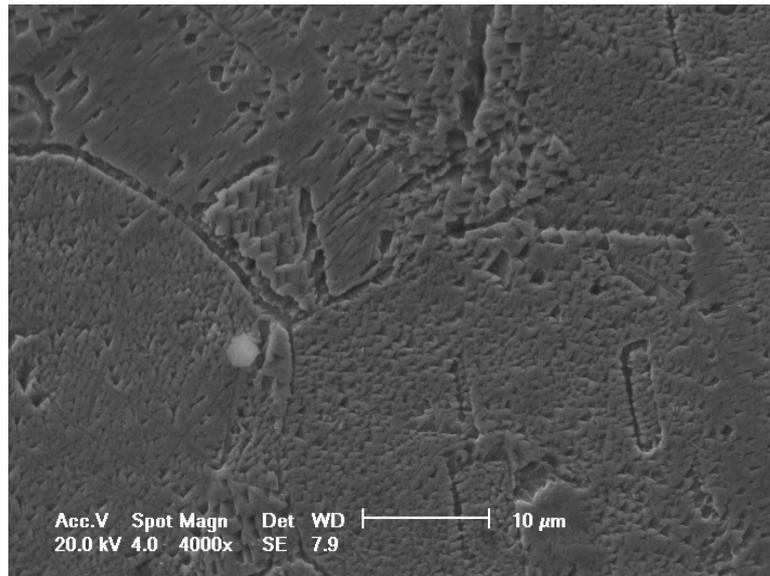


Figura 5.21. Amostra transversal do tubo novo, modo SE, aumento de 4000 vezes (região em destaque na Figura 5.20).

A mesma imagem transversal do tubo de cobre novo da Figura 5.21 é evidenciada na Figura 5.22 no modo BSE (elétrons retroespalhados). A figura abaixo mostra em detalhe as regiões preferenciais ao ataque químico.

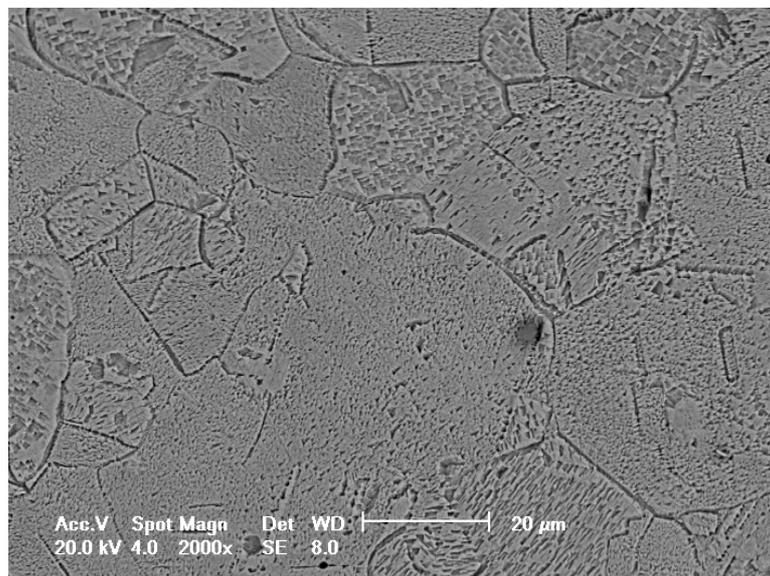


Figura 5.22. Amostra transversal do tubo novo, modo BSE, aumento de 2000 vezes.

O ponto central de máximo deslocamento do tubo danificado comercialmente é visto na Figura 5.23 na seção transversal do rechupe com aumento de 2000 vezes no modo SE.

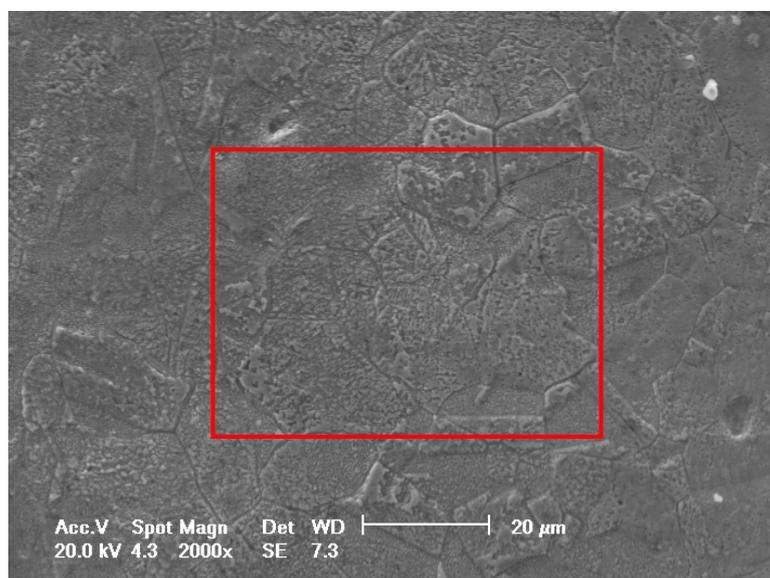


Figura 5.23. Amostra transversal do tubo danificado comercialmente, modo SE, aumento de 2000 vezes.

A Figura 5.24 mostra uma imagem da amostra transversal do tubo danificado com aumento de 4000 vezes no modo SE.



Figura 5.24. Amostra transversal do tubo danificado comercialmente, modo SE, aumento 4000 vezes (região em destaque na Figura 5.23).

Na imagem da Figura 5.25 é apresentado um detalhe da amostra transversal do tubo danificado comercialmente com aumento de 8000 vezes no modo SE.

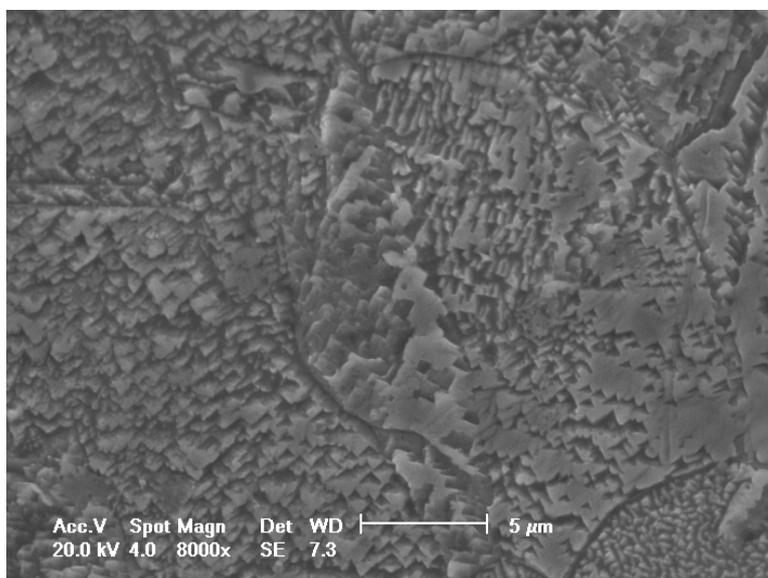


Figura 5.25. Amostra transversal do tubo danificado comercialmente, modo SE, aumento de 8000 vezes (região em destaque na Figura 5.24).

Nas imagens da Figura 5.26 e Figura 5.27 são apresentadas as amostras transversais do tubo danificado comercialmente com aumento de 2000 e 4000 vezes no modo BSE, respectivamente.

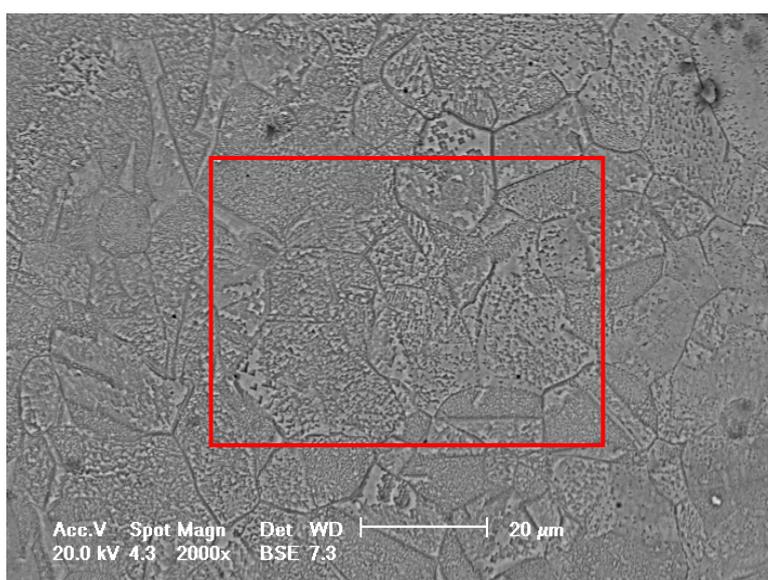


Figura 5.26. Amostra transversal do tubo danificado comercialmente, modo BSE, aumento de 2000 vezes.

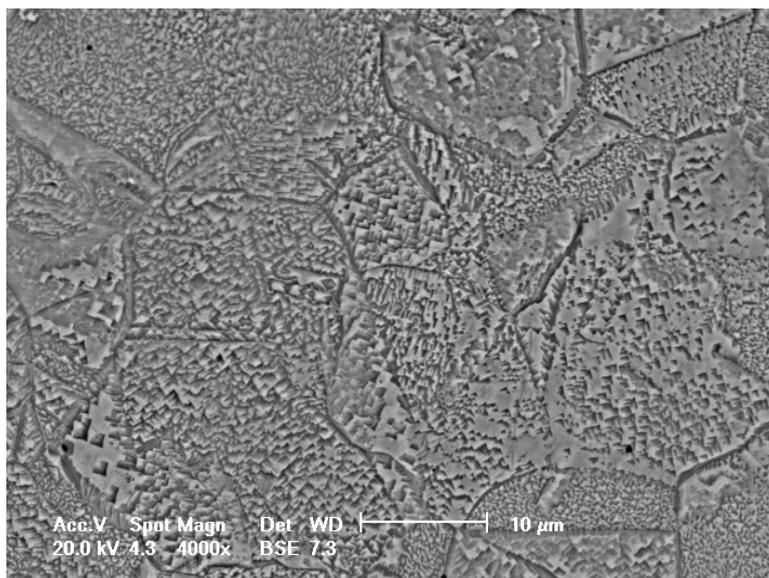


Figura 5.27. Amostra transversal do tubo danificado comercialmente, modo BSE, aumento de 4000 vezes (região em destaque na Figura 5.26).

O tamanho de grão da amostra transversal do tubo danificado comercialmente varia em torno de $17\ \mu\text{m}$. Ao analisar as imagens do MEV, observa-se uma leve tendência no refino de grão na seção analisada do tubo danificado comercialmente, provavelmente devido ao processo de deformação mecânica na fabricação de trocadores de calor e durante a formação do defeito.

Foi realizada uma análise complementar da composição química do tubo por dispersão de energia (EDS - Energy Dispersive Spectroscopy), onde os picos no espectro identificam os elementos químicos presentes no material.

Conforme a Figura 5.28, o único elemento encontrado na análise é cobre, podendo denominar este material de cobre eletrolítico, a figura demonstra que amostra possui em sua constituição de elementos 100% cobre.

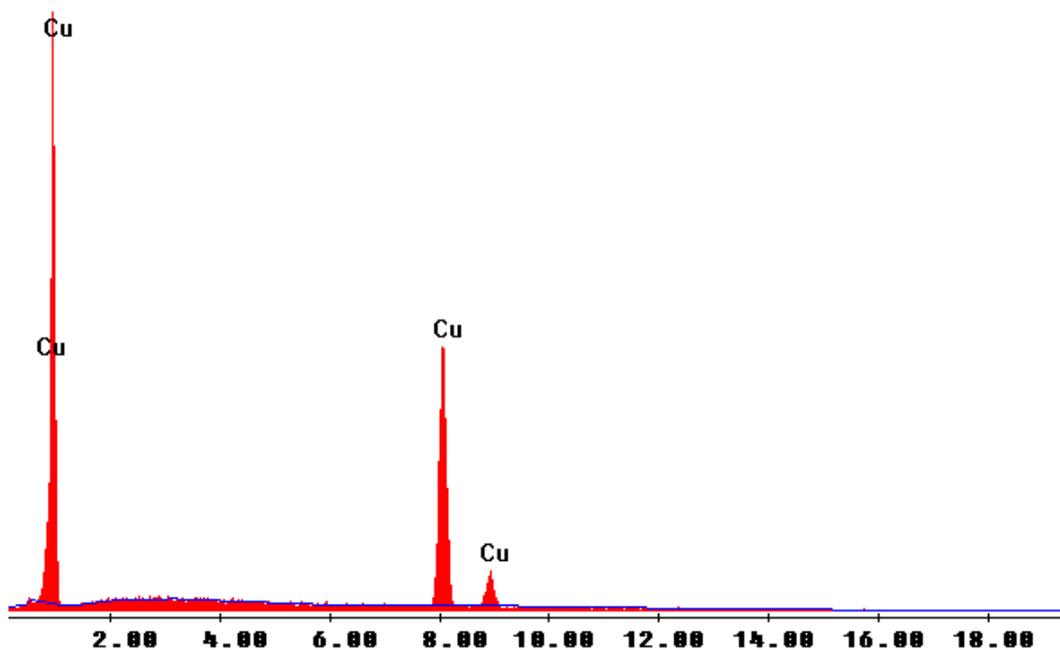


Figura 5.28. EDS dos elementos químicos no tubo de cobre.

Apesar da análise EDS não apresentar o elemento Fósforo como descrito no laudo técnico do fabricante, sabe-se que a análise EDS do MEV não faz uma análise quantitativa, e sim qualitativa, não tendo resolução suficiente para detecção de traços de elementos em percentuais menores de 1% em peso molecular. A análise de elementos de baixo número atômico é difícil, pois as bandas na região de baixa energia têm grandes perdas por absorção na amostra, portanto, na prática não são determinadas por microanálise eletrônica (Dedavid, 2007).

Na Figura 5.29 podem ser vista as bandas de escorregamento em alguns grãos cristalinos, estas que são diretamente relacionadas com o número de carregamentos, crescendo com o aumento de tempo. As bandas vistas na figura abaixo tendem a agrupar-se em pacotes ou estrias, efeito relacionado com cargas cíclicas.

Deve-se salientar que não é vista a nucleação de fratura em planos de escorregamento, também não é observada a formação de trincas nos contornos de grãos.

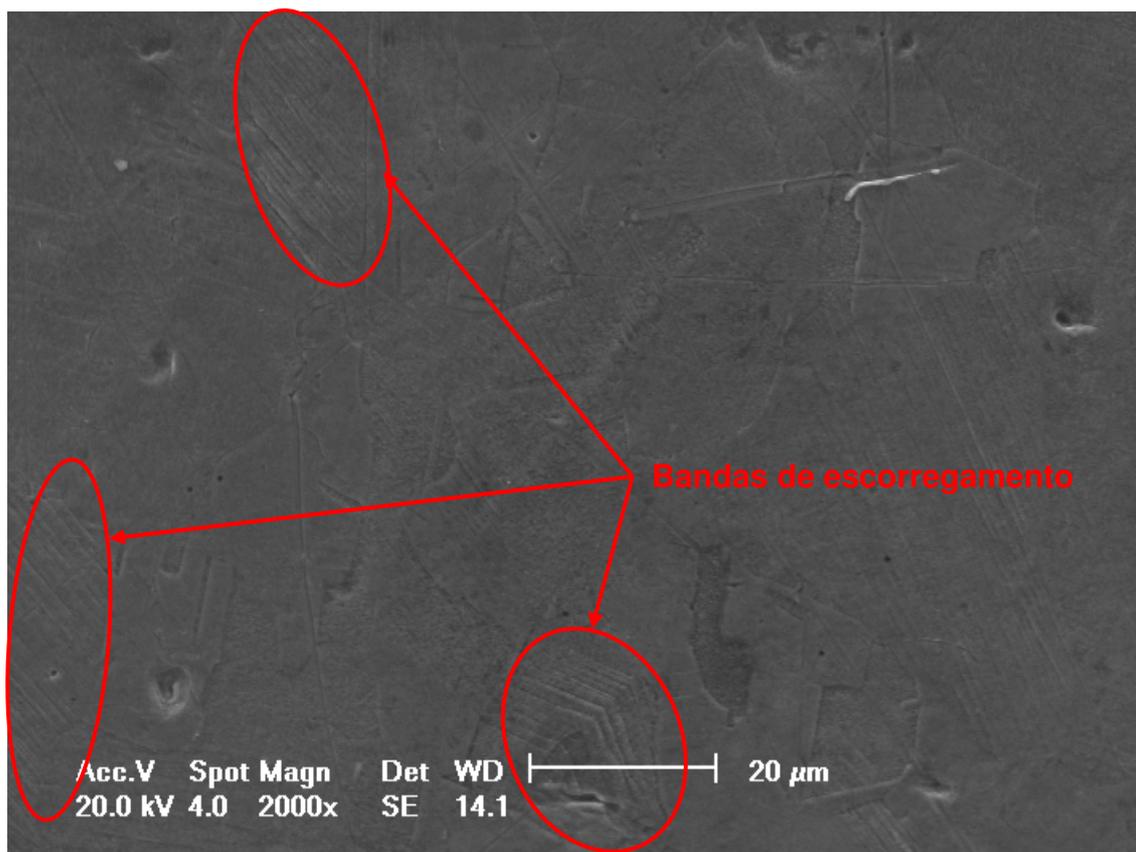


Figura 5.29. Amostra longitudinal do tubo danificado comercialmente, aumento de 2000 vezes.

O encruamento do cobre aumenta em muito o número de suas discordâncias, o aumento da densidade de discordâncias torna maior a energia de deformação do metal. Como a energia livre dos materiais encruados é maior que a dos recozidos, eles podem amolecer espontaneamente. A maclação mecânica está tornando-se cada vez mais importante para a explicação de certas propriedades mecânicas de alguns metais. Quando um metal macla, o reticulado interno à macla freqüentemente se realinha, com uma orientação onde os planos de escorregamento se localizam mais favoravelmente com relação à tensão aplicada. Sob certas condições, um metal fortemente maclado pode ser mais facilmente deformado que um metal isento de maclas. No local onde uma macla intercepta a superfície do cristal há sempre uma distorção ou inclinação da superfície, que é produzida pela ação do cisalhamento associado a formação da macla (Hertzberg, 1996).

5.1.2. Resultados dos Evaporadores do Experimento

5.1.2.1. Análise Visual e Retirada de Amostras

Após a realização dos ensaios experimentais com a bancada de ensaio, foram removidos os evaporadores e analisados individualmente conforme visto nas Figuras 5.30 e 5.31.



(a)



(b)

Figura 5.30. Evaporadores danificados na bancada de testes: (a) evaporador 1; (b) evaporador 2.



(a)



(b)



(c)

Figura 5.31. Tubos danificados retirados do evaporador: (a) tubo 1; (b) tubo 2; (c) tubo 3.

5.1.2.2. Medição da Profundidade do Rechupe

Para uma boa caracterização do dano realizado no tubo, é correto medir a altura da deformação geométrica do tubo e relacionar esta altura com o seu diâmetro. A Figura 5.32 apresenta uma imagem da medição sendo realizada para uma amostra de tubo indentado nos ensaios mecânicos.



Figura 5.32. Método de medição da profundidade do rechupe.

Na Tabela 5.1 é relacionado a profundidade do rechupe (δ_{\max}) com seu diâmetro externo (D_0).

Tabela 5.1. Quantificação do rechupe para as amostras danificadas.

Amostra do Evaporador	δ_{\max} (mm)	δ_{\max}/D_0 (%)
Tubo 1	10 ± 1	61
Tubo 2	14 ± 1	86
Tubo 3	14 ± 1	86

5.1.2.3. Microscopia Óptica dos Tubos Danificados

Na Figura 5.33 está a imagem da amostra longitudinal do tubo danificado no primeiro evaporador danificado, ela possui uma ampliação de 100 vezes.

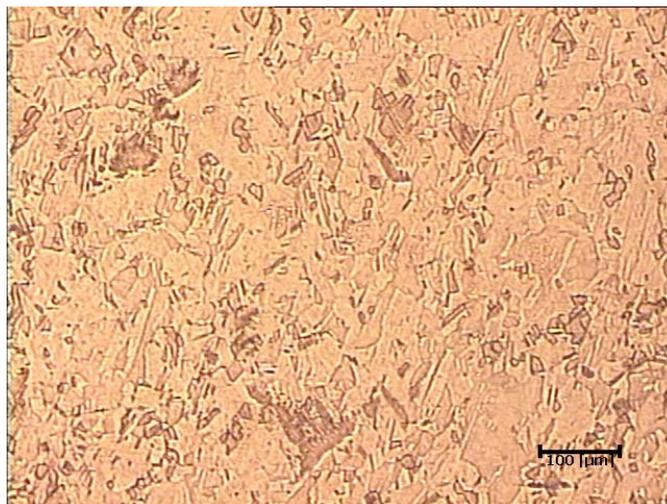


Figura 5.33 – Amostra longitudinal do tubo 1, aumento de 100 vezes.

As Figuras 5.34 e 5.35 evidenciam as amostras longitudinais do tubo danificado no primeiro evaporador, com ampliações de 500 e 1000 vezes. O tamanho médio dos grãos do tubo de cobre é de 15 – 20 μm, ficando dentro da faixa especificada pela norma que é de menos de 40 μm.

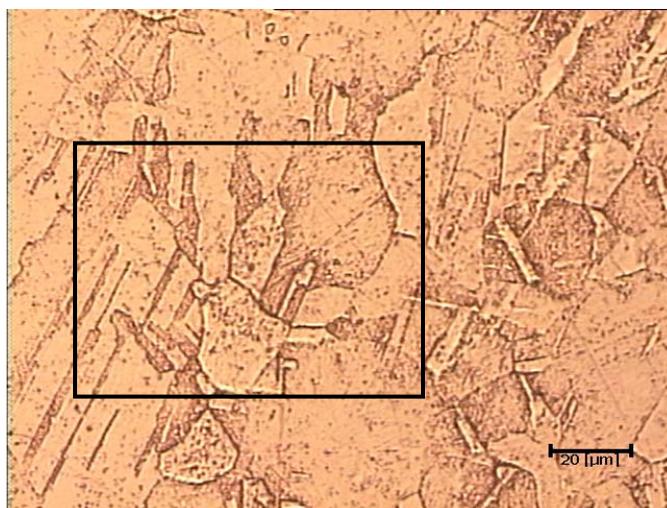


Figura 5.34 – Amostra longitudinal do tubo 1, aumento de 500 vezes.



Figura 5.35 – Amostra longitudinal do tubo 1, aumento de 1000 vezes (região em destaque na Figura 5.34).

Na Figura 5.36 pode ser visto a amostra transversal do tubo 1 na região onde as duas paredes do tubo se encontram devido ao altíssimo grau de deformação por rechupe do material. Pode-se perceber uma leve diferença de coloração nos contornos de grãos, efeito explicado por o material ter diferentes encruamentos, revelando mais uma estrutura do que a outra. Os grãos do tubo de cobre aparentam ser menores na sua periferia devido à extrusão, facilitando a recristalização.

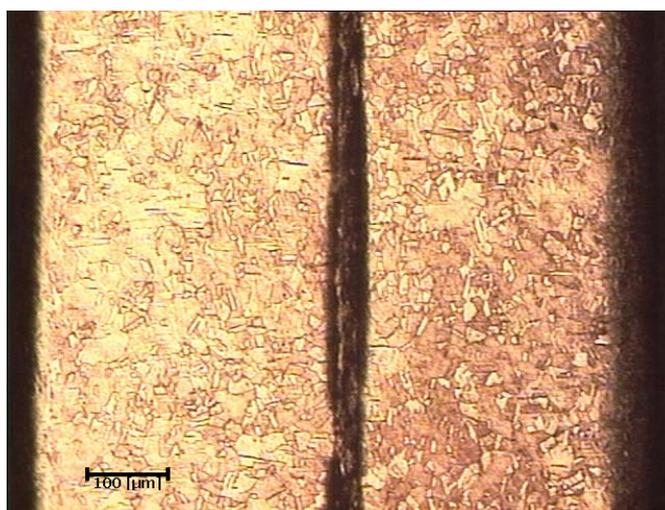


Figura 5.36 – Amostra transversal do tubo 1, aumento de 100 vezes.

Na Figura 5.37 tem-se a amostra transversal do tubo danificado no primeiro evaporador, com um detalhe para o ponto de inflexão do tubo na

região do rechupe, sendo possível perceber o alinhamento preferencial dos grãos na parte interna do tubo.

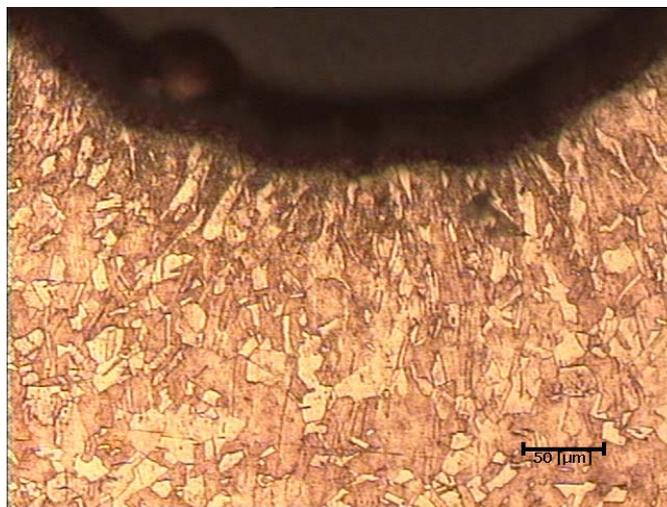


Figura 5.37 – Amostra transversal do tubo 1, aumento de 200 vezes.

Percebem-se poucas porosidades na amostra do tubo do primeiro evaporador, tanto para o corte longitudinal quanto transversal. Já para a amostra do tubo do segundo evaporador, percebe-se maior quantidade de porosidades na matriz de cobre.

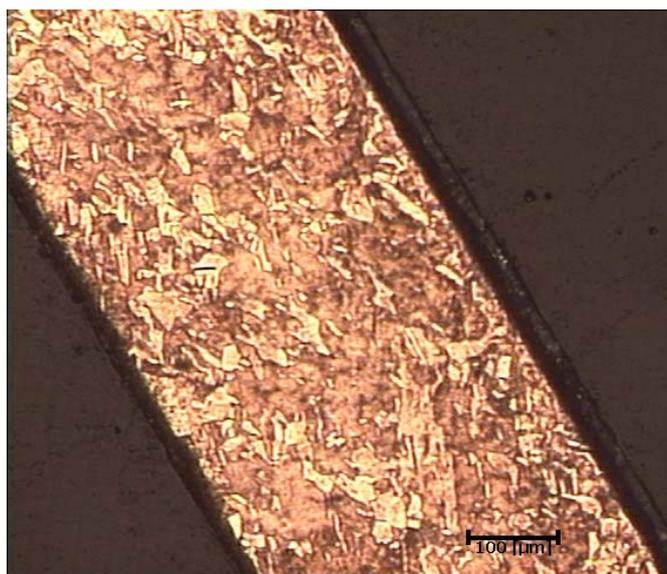


Figura 5.38 – Amostra longitudinal do tubo 2, aumento de 100 vezes.

A Figura 5.39 evidencia os contornos de grão com um aumento de 500 vezes e suas porosidades.

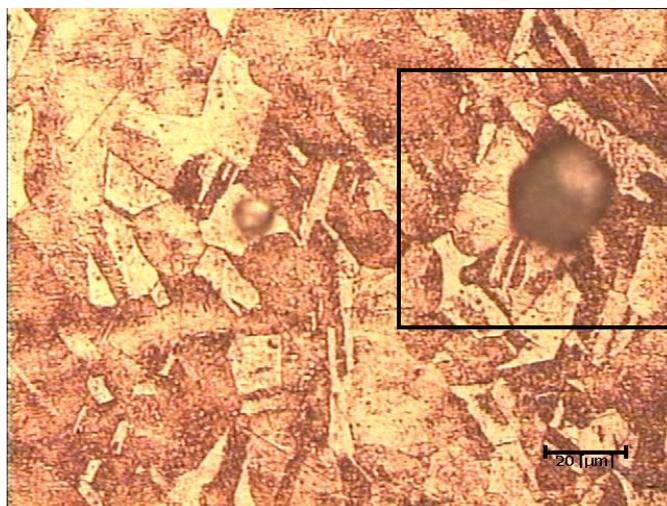


Figura 5.39 – Amostra longitudinal do tubo 2, aumento de 500 vezes.

Na Figura 5.40 pode ser vista a amostra longitudinal do tubo 2 com um vazio de aproximadamente 20 μm de diâmetro.



Figura 5.40 – Amostra longitudinal do tubo 2, aumento de 1000 vezes.

5.2. Instrumentação do Experimento

Neste tópico são apresentados e discutidos os resultados dos testes experimentais para os ensaios realizados em bancada. Os testes foram feitos no laboratório da Empresa SERRAFF, fabricante de trocadores de calor de tubo aletado localizado na cidade de Arroio do Meio - RS.

5.2.1. Parâmetros Operacionais e de Controle

O regime de trabalho da bancada foi de funcionamento contínuo, não desligando em nenhum momento, promovendo assim a situação mais crítica possível no tubo do evaporador em menor tempo de ensaio. A temperatura mínima média registrada foi de $-34\text{ }^{\circ}\text{C}$ na entrada do evaporador, sofrendo uma mínima variação conforme a temperatura da sala onde foram realizados os experimentos.

Após o acompanhamento das características do sistema de refrigeração, obteve-se o tempo mínimo de 30 minutos para otimização do degelo, considerando a capacidade do sistema. Com este valor é possível solidificar completamente a água em volta do tubo ensaiado, havendo máxima pressão externa no tubo pelo efeito da expansão do gelo.

O tempo de degelo necessário para fundir a camada solidificada em volta do tubo ensaiado foi de aproximadamente 120 s no início do ensaio, sem a formação do rechupe, sendo finalizado o degelo quando a temperatura do sensor de saída do evaporador atingisse o valor de $35\text{ }^{\circ}\text{C}$. Na medida do crescimento da formação do rechupe, foi aumentando este tempo, chegando até 300 s no final dos experimentos. O incremento no tempo do ciclo de degelo está diretamente relacionado com a severidade do rechupe do tubo, sendo que este que causa a diminuição da vazão de fluido refrigerante aquecido, resultando no prolongamento do ciclo de degelo.

As durações dos ensaios experimentais foram de 10 a 15 dias. Para o ensaio que foi apresentado aquisição de dados, o tempo foi de 10 dias e 13 horas. A Figura 5.44 mostra a variação do espectro de pressão interna do evaporador para o número exato de 506 ciclos de trabalho.

A aquisição de dados foi realizada utilizando um pequeno intervalo de tempo, sendo ele de 5 s. Com esta frequência de registro empregada no experimento, foi possível monitorar as menores variações de pressão interna no evaporador, gerando uma grande quantidade de informações.

É adotado a unidade em psig (pound square inch gauge), pois o programa de aquisição de dados não dispunha de opção para o sistema de unidade internacional (Pa).

Nas Figuras 5.41 à 5.43, pode ser visualizada a bancada experimental em funcionamento com todos seus instrumentos necessários para controle e monitoramento.

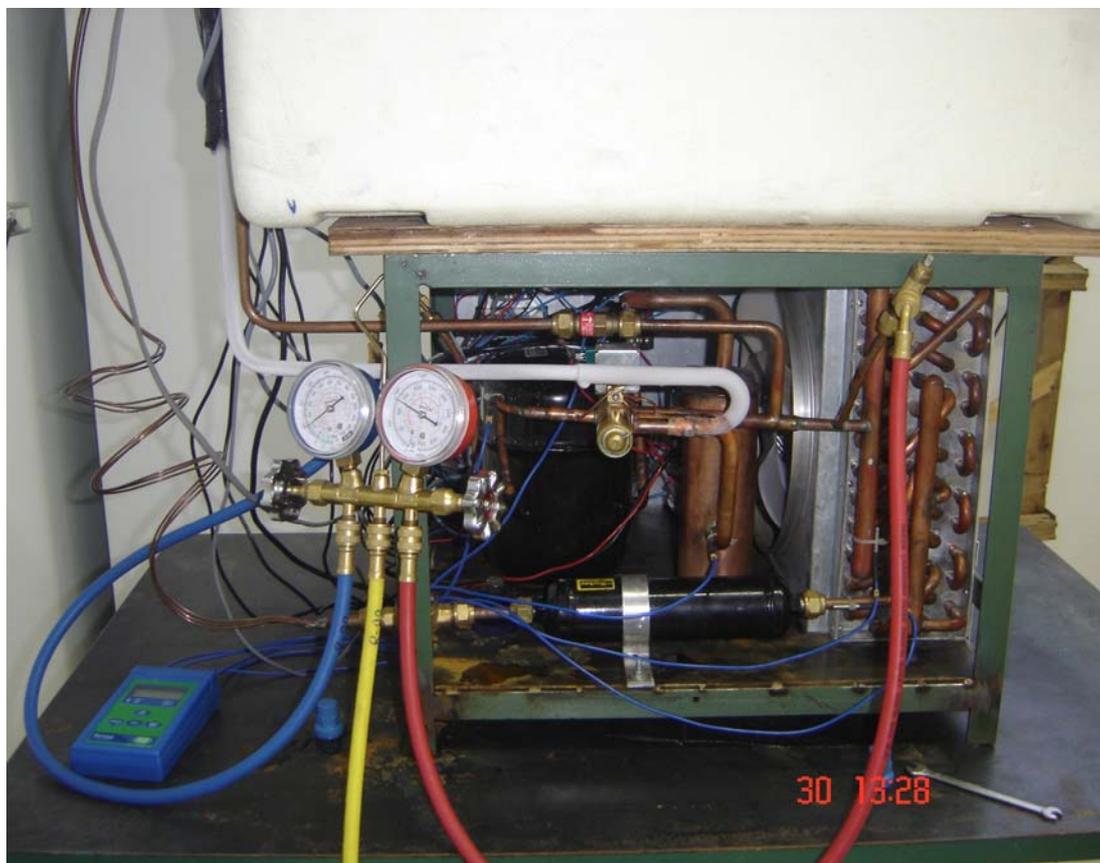


Figura 5.41. Bancada de testes em operação: vista frontal.

Na vista frontal do experimento é verificado o “manifold” utilizado para a carga de fluido refrigerante e os instrumentos utilizados para o monitoramento da pressão e temperatura. Na vista lateral do experimento pode ser visto o compressor do sistema de refrigeração, ligações elétricas dos controladores e o ventilador axial do condensador ao fundo. Na vista posterior são visualizados os instrumentos de controle e monitoramento.



Figura 5.42. Bancada de testes vista lateral.



Figura 5.43. Bancada de testes vista posterior.

5.2.2. Avaliação da Pressão Interna (Sensor p1 e p2)

A variável mais significativa para o monitoramento do evaporador é a pressão interna, sendo ela denominada a partir de agora neste trabalho de variável primária. Na Figura 5.44 são apresentados resultados dos ensaios para as tomadas de pressão de entrada e saída do evaporador, apresentando o espectro de pressão e o aumento de perda de carga devido a gradual formação do rechupe. A interrupção na tomada de dados apresentado na Figura 5.44 foi proposital, com o objetivo de uma avaliação dimensional do evaporador, não propiciando prejuízo no processo, nem na interpretação dos dados, pois os mesmos seguem uma curva de tendência.

Os gráficos das Figuras 5.44, 5.45, 5.46, 5.47 e 5.48 estão sendo representados pelas cores de azul e vermelho, sendo elas respectivamente a pressão de entrada e saída para o ciclo normal de refrigeração. Já para o ciclo reverso de degelo, o inverso ocorre, sendo azul para a pressão de descarga e vermelho para admissão do evaporador.

As Figuras 5.45 e 5.46 ilustram em detalhe os ciclos reversos de degelo, sendo eles representados por picos visíveis de pressão a cada 30 minutos.

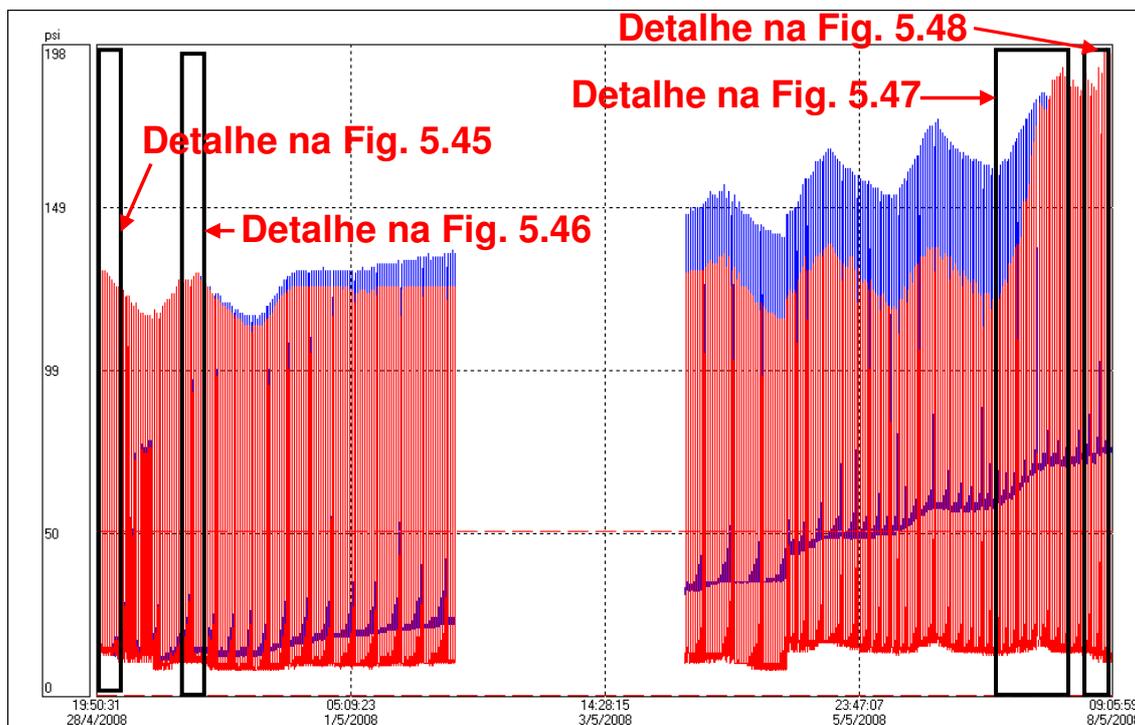


Figura 5.44. Espectro de pressão interno do evaporador.

A Figura 5.45 apresenta em destaque o início de operação do ensaio, não sendo percebido qualquer indício de deformação no tubo pois a perda de carga é mínima (1 psig).

Conforme se observa na Figura 5.46, a pressão mínima de trabalho é de 12 psig para o ciclo de refrigeração, e máxima de 130 psig para o ciclo de degelo do evaporador.

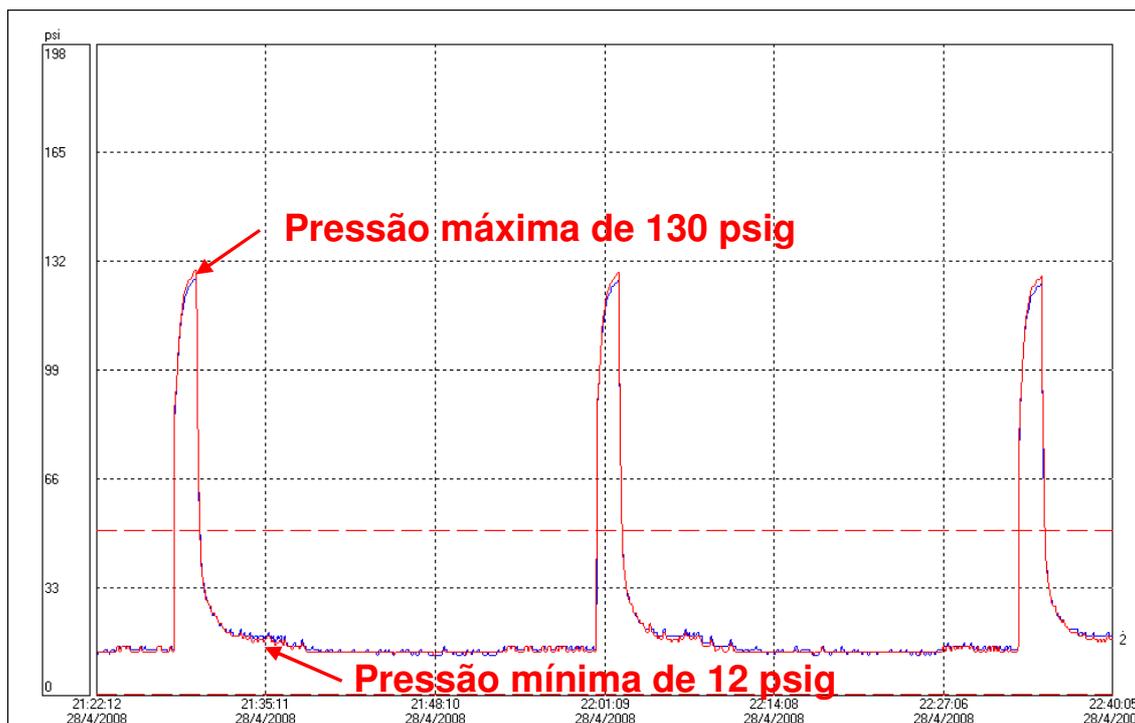


Figura 5.45. Espectro de pressão interno do evaporador no início do ensaio (gráfico da região em destaque na Figura 5.44).

Observa-se na Figura 5.46 o início da formação do rechupe, sendo considerado este momento quando a perda de carga no evaporador supera 2 psig no ciclo de degelo.

A Figura 5.47 apresenta uma grande perda de carga entre a entrada e saída do evaporador, indicando uma acentuada deformação do tubo por rechupe, propiciando uma estricção da vazão de fluido. A máxima perda de carga foi no último momento antes da parada do compressor, apresentando 64 psig no ciclo normal de refrigeração e 23 psig no ciclo de degelo.

A diferença de perda de carga entre os ciclos de refrigeração e degelo é devido a maior pressão no tubo do evaporador no ciclo reverso. O fenômeno descrito acima é advindo do inglês denominando-se “Spring-back”, este

apresenta um retorno elástico da deformação, aliviando para a passagem de fluido.

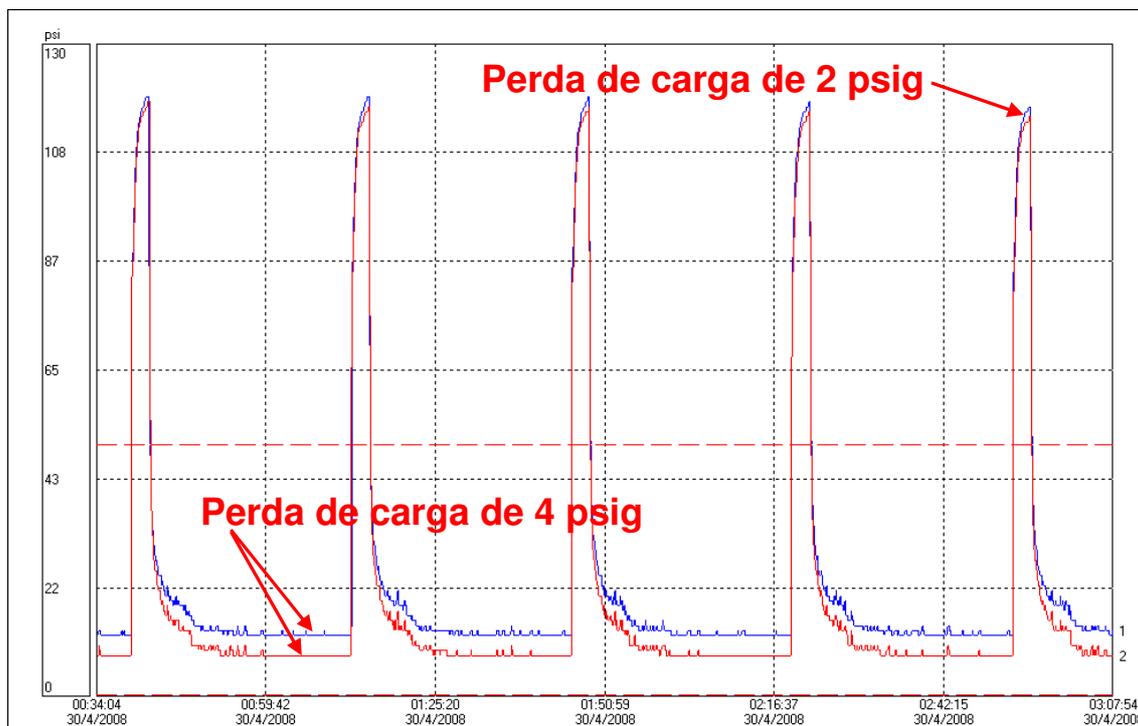


Figura 5.46. Espectro de pressão interno do evaporador no início da formação do rechupe (gráfico da região em destaque na Figura 5.44).

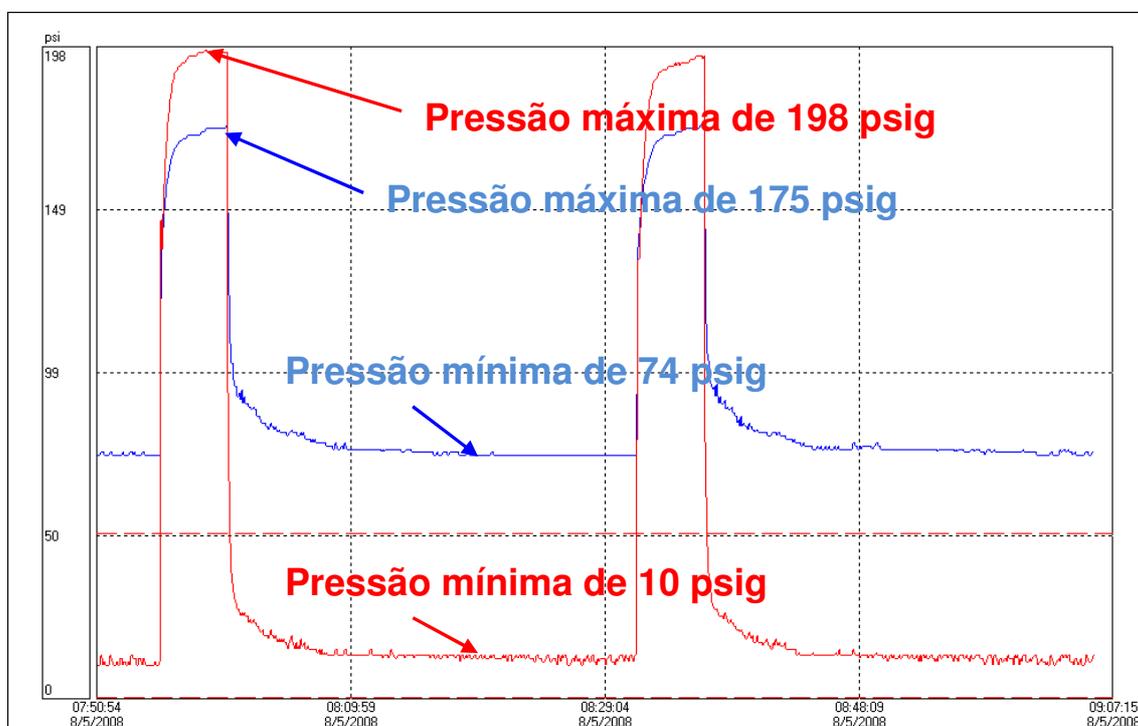


Figura 5.47. Espectro de pressão interno do evaporador no final do ensaio (gráfico da região em destaque na Figura 5.44).

De fato, em termos práticos, as pressões de entrada e saída do evaporador influenciam diretamente todas as demais variáveis dependentes como as temperaturas.

Percebe-se claramente na Figura 5.48 a gradual formação do rechupe, sendo vista na forma de elevação da pressão de descarga no momento do degelo em função da estricção total do tubo do evaporador, ocasionada por uma anomalia na válvula reversora de ciclo, por a mesma trabalhar sob diferencial de pressão. A evidência descrita acima se traduziu no bloqueio da passagem de fluido refrigerante, levando a posterior quebra do compressor.

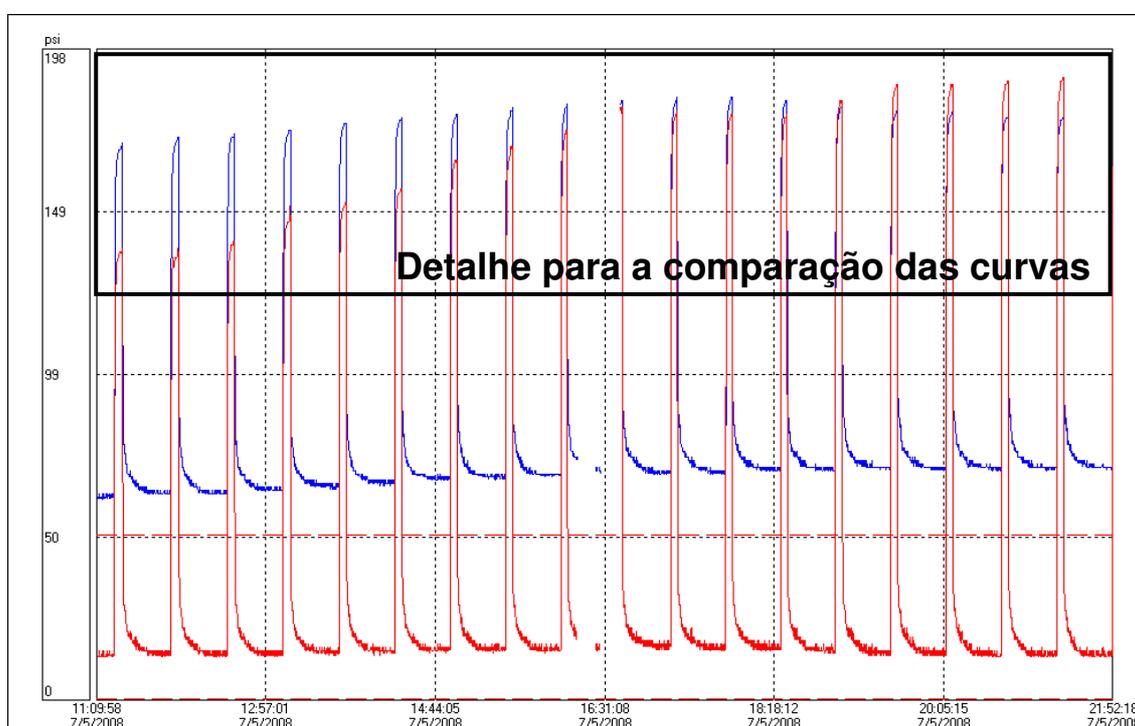


Figura 5.48. Espectro de pressão interno do evaporador durante a formação do rechupe (gráfico da região em destaque na Figura 5.44).

5.2.3. Avaliação da Temperatura no Evaporador (Sensor T1 e T2)

Para uma correta interpretação das reais conseqüências da formação do rechupe, estendeu-se o monitoramento à variável temperatura na entrada e saída do evaporador em questão.

Pode-se perceber pelas temperaturas de entrada do evaporador que a bancada de refrigeração perdeu eficiência a medida que houve o crescimento do rechupe.

A Figura 5.49 mostra as variações de temperatura na entrada e saída do evaporador, verificando-se uma oscilação no valor das temperaturas mínimas. Estas alterações são explicadas pelo aumento ou diminuição da carga térmica da sala, onde nos dias frios atingiram-se as menores temperaturas.

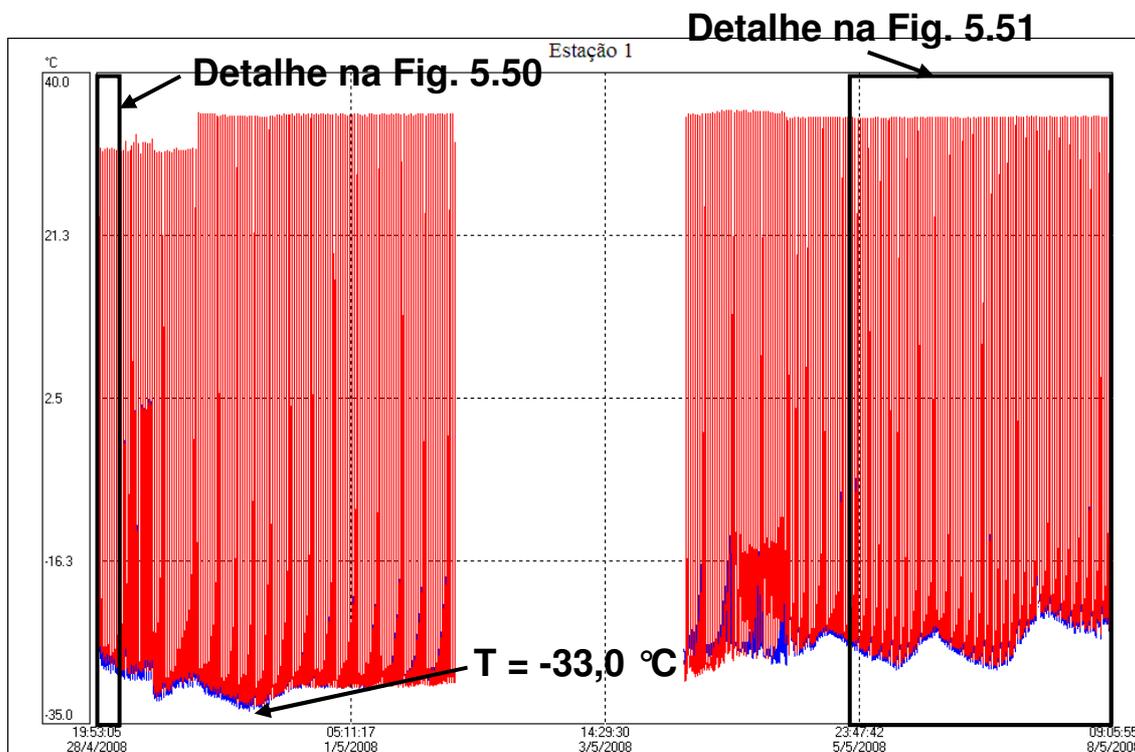


Figura 5.49. Variação das temperaturas de entrada e saída no evaporador.

Na Figura 5.50 vemos a temperatura mínima registrada no ensaio de $-33,0\text{ °C}$. O grau de super aquecimento do evaporador pode ser visto na Figura 5.50, apresentando uma variação de temperatura de $3,0\text{ °C}$.

Na Figura 5.51 pode-se observar a linearidade nas temperaturas que encerram o ciclo de degelo, tendo uma inércia de sistema muito pequena, entrando rapidamente em regime. A grande capacidade da válvula reversora ajuda para que o sistema faça inversões de ciclo em muito pouco tempo, provocando elevadas tensões termomecânicas no evaporador.

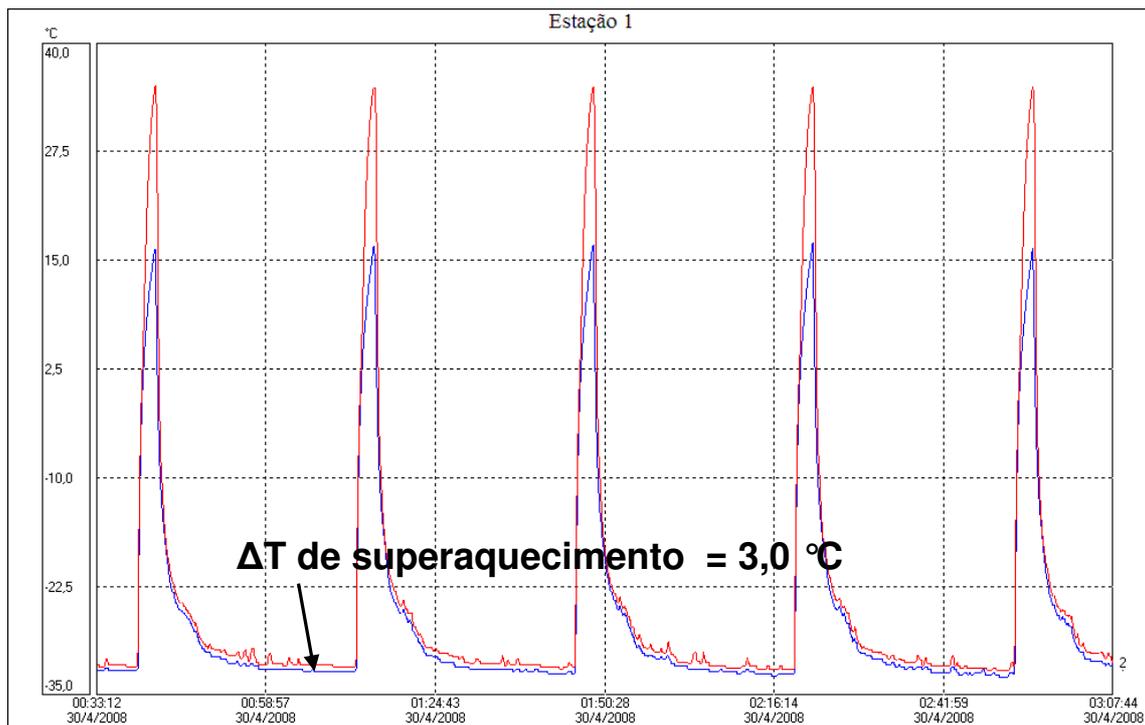


Figura 5.50. Variação das temperaturas de entrada e saída no evaporador no início do ensaio (gráfico da região em destaque na Figura 5.49).

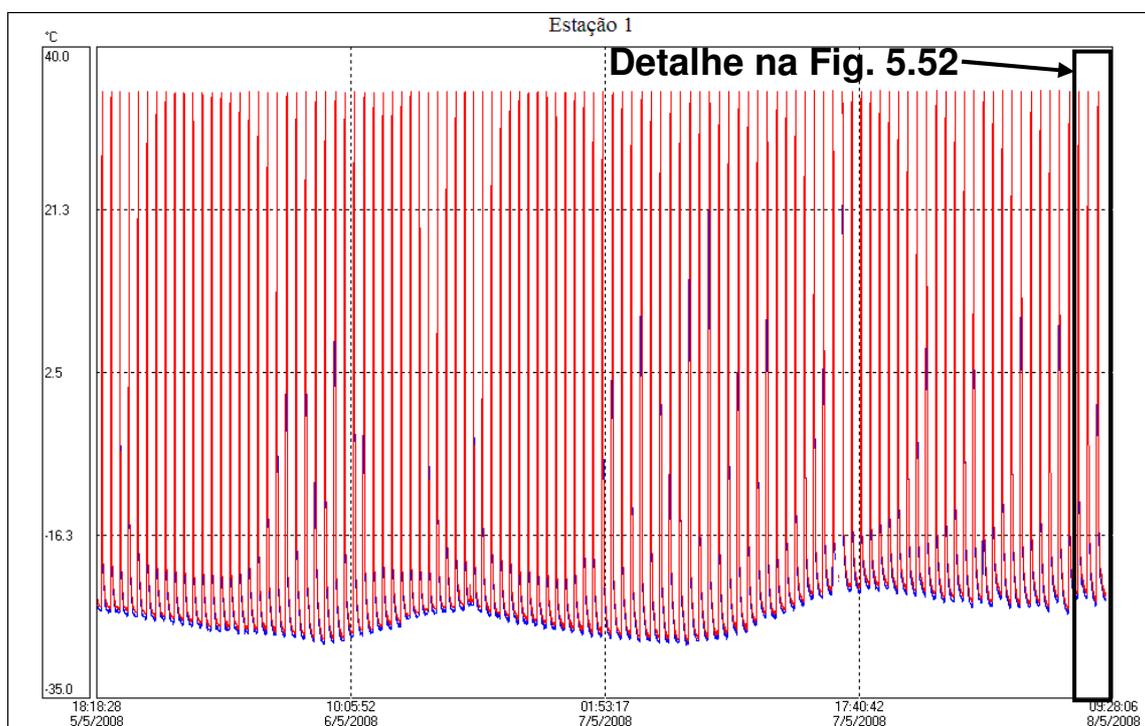


Figura 5.51. Variação das temperaturas de entrada e saída no evaporador durante o ensaio (gráfico da região em destaque na Figura 5.49).

Pode-se observar pela comparação das Figuras 5.50 e 5.52, o incremento no tempo requerido para o ciclo de degelo, sendo a largura do pico de degelo maior no final do ensaio, fato este novamente relacionado pela gradual formação do rechupe.

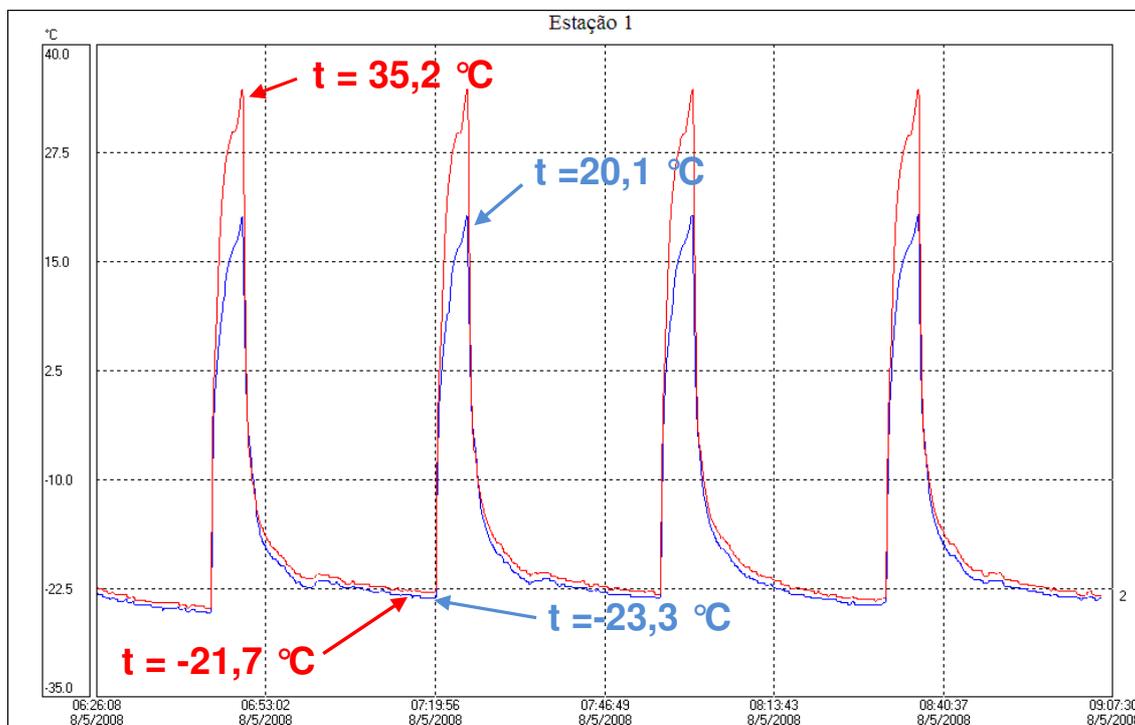


Figura 5.52. Variação das temperaturas de entrada e saída no evaporador no final do ensaio (gráfico da região em destaque na Figura 5.51).

5.2.4. Avaliação da Temperatura na Primeira Seção de Testes do Evaporador (Sensor T1 e T4)

Sabe-se que as temperaturas envolvidas na primeira seção de testes eram mais baixas em magnitude do que a segunda, isto porque é na primeira seção de testes que se dá a entrada do fluido refrigerante.

Pode ser visto um incremento das temperaturas mínimas na primeira seção de testes, fenômeno explicado pela perda de eficiência (Figura 5.53).

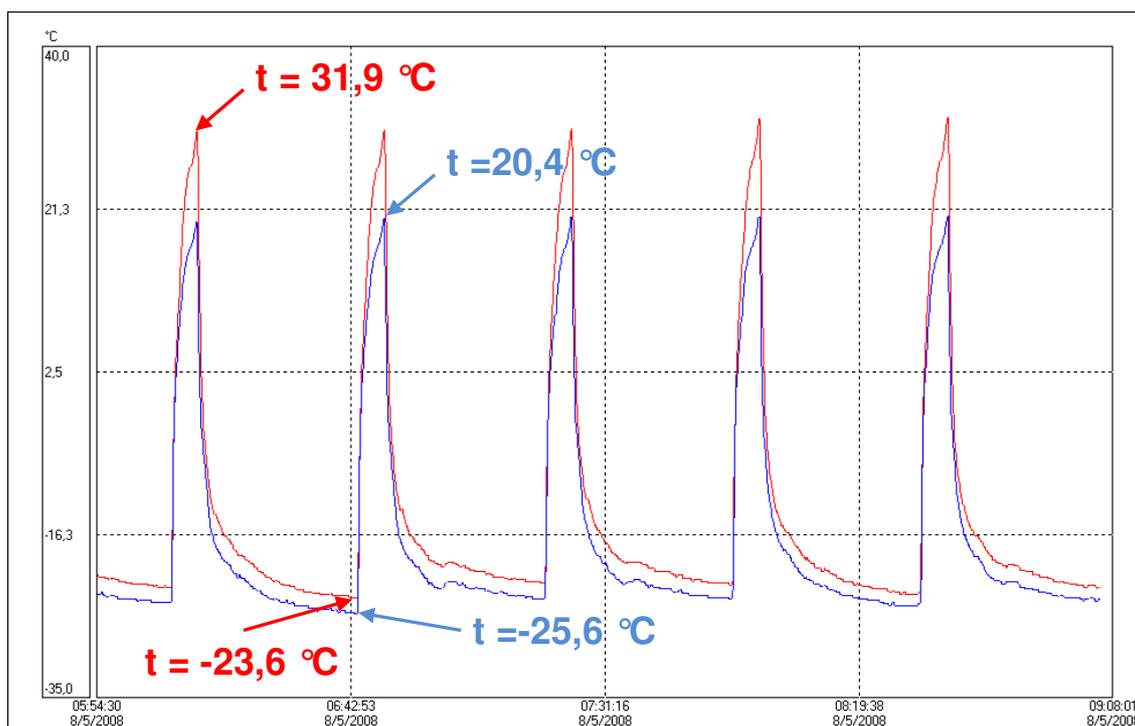


Figura 5.53. Variação das temperaturas de entrada e saída na primeira seção de testes do evaporador no final do ensaio.

5.2.5. Avaliação da Temperatura na Segunda Seção de Testes (Sensor T6 e T2)

Como relatado acima, a segunda seção de testes possui maiores temperaturas no tubo do evaporador, fato relacionado com o final do evaporador para o ciclo de refrigeração ou ainda entrada do gás quente para o ciclo de degelo (Figura 5.54).

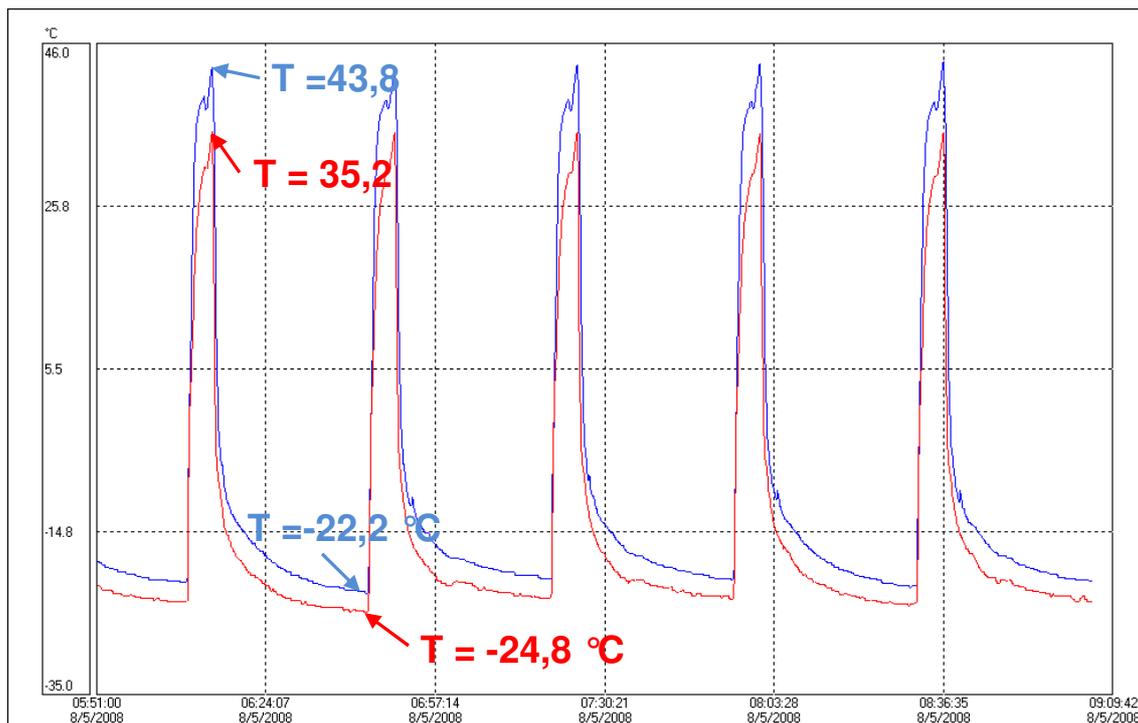


Figura 5.54. Variação das temperaturas de entrada e saída na segunda seção de testes do evaporador no final do ensaio.

5.2.6. Avaliação da Temperatura da Camada de Gelo na Segunda Seção de Testes do Evaporador (Sensor T7)

Fez-se o monitoramento da temperatura da camada de gelo envolta do tubo estudado, o sensor de temperatura foi imerso nas ponteiros da camisa conforme a Figura 4.27.

Pode-se perceber que durante o ensaio, a água envolta no tubo de refrigeração analisado era solidificada pelo resfriamento do ciclo de refrigeração. Já durante o ciclo de degelo a mesma passava pelo processo de fusão. Os gráficos da temperatura do gelo externo ao tubo encamisado permitiram comprovar através dos quatro gráficos seguintes que a temperatura durante o degelo ficava acima de 0 °C, considerando-se assim que havia o processo de expansão e contração pela troca de fase água-gelo e gelo-água, promovendo tensões termomecânicas no tubo.

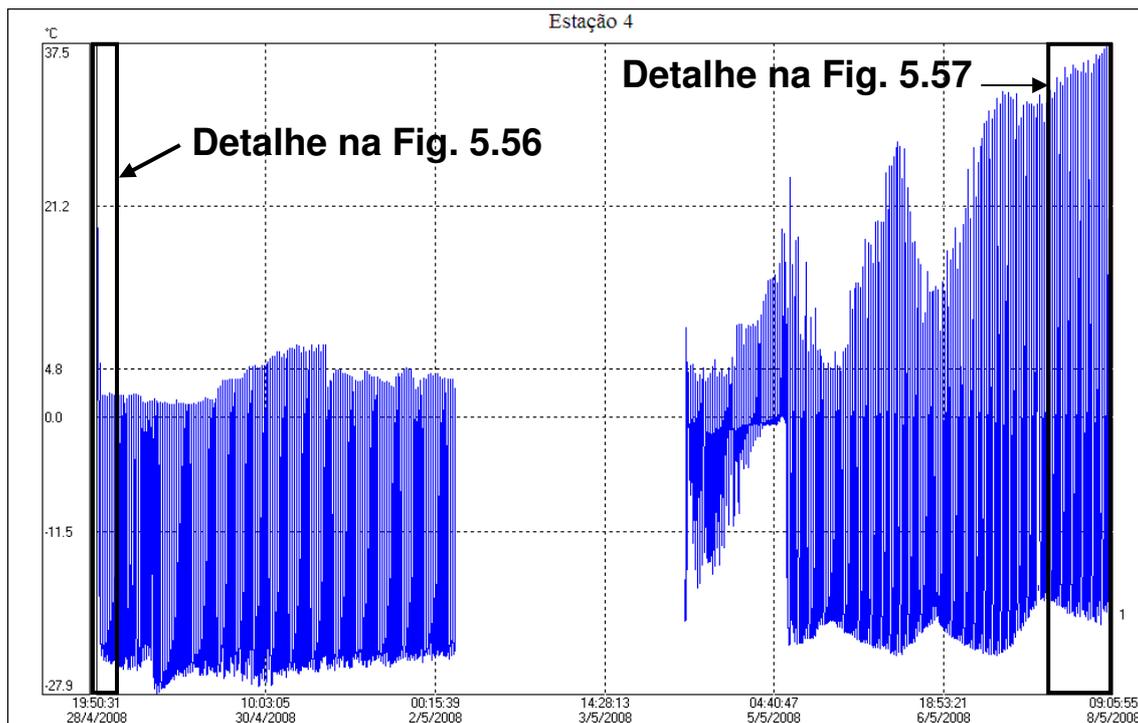


Figura 5.55. Variação da temperatura da camada de gelo.

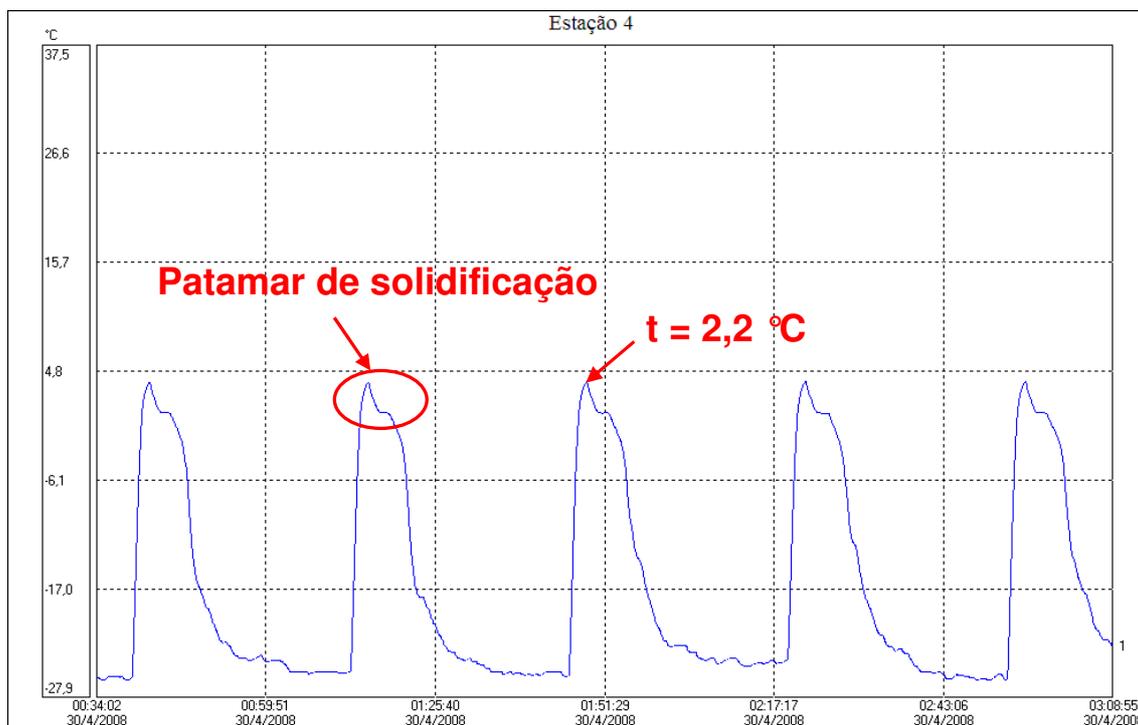


Figura 5.56. Variação da temperatura da camada de gelo no início do ensaio (gráfico da região em destaque na Figura 5.55).

Na Figura 5.57 pode ser visto a ascendência da temperatura da água que envolvia o tubo ensaiado, fato explicado pela necessidade de maior tempo para o fim de degelo, ocasionada pela redução da vazão de fluido refrigerante, provocando uma elevação da temperatura da água.

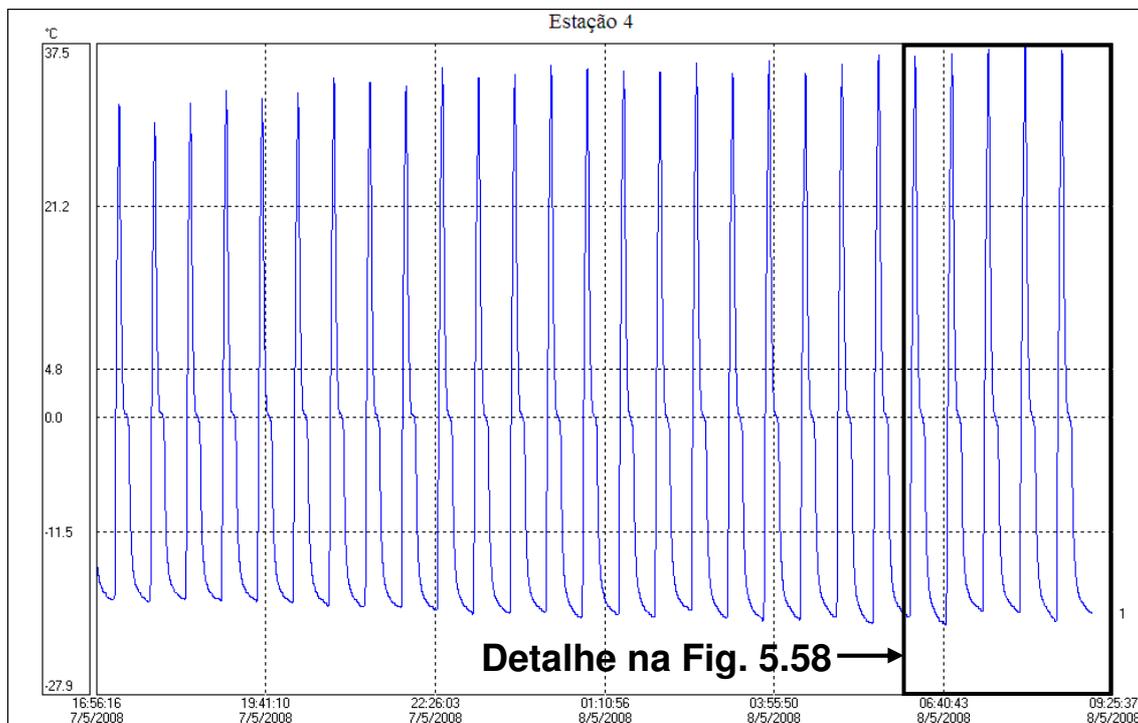


Figura 5.57. Variação da temperatura do gelo durante o ensaio (gráfico da região em destaque na Figura 5.55).

Um fato interessante da Figura 5.58, é o patamar de solidificação do gelo localizado no resfriamento, ele apresenta um degrau de transformação de fase, evento típico da água dos sistemas de abastecimento (água não propriamente pura). É importante ressaltar que o patamar de solidificação visto no final do ensaio, também se apresentava no início (Figura 5.56), porém com menor intensidade devido a baixa temperatura de congelamento. O fenômeno descrito acima está compreendido entre as faixas de temperatura de $-1,0$ e $1,0$ °C.

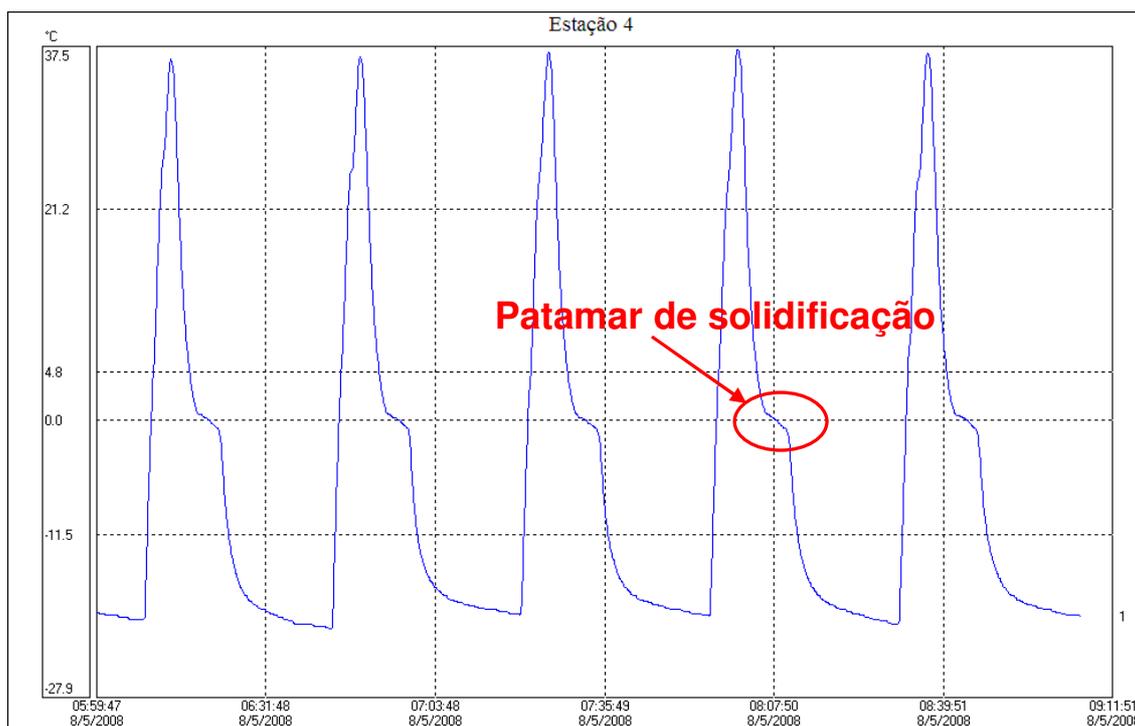


Figura 5.58. Variação da temperatura do gelo no final do ensaio (gráfico da região em destaque na Figura 5.57).

5.2.7. Avaliação da Temperatura e Umidade da Câmara de Testes (Sensor T3 e H1)

A Figura 5.59 mostra o gráfico da temperatura e umidade da câmara de testes no início do ensaio, pode-se perceber que a medida que há o incremento da temperatura no ciclo de degelo, também há o aumento de umidade, evento facilmente explicado pela psicrometria.

Quando a umidade relativa da câmara de testes alcança o valor de 99,9 %, o sensor do instrumento atinge seu ponto de saturação, perdendo suas propriedades físicas relativas a sensibilidade e geração de sinal, deixando de transmitir informações ao controlador, sendo percebida na Figura 5.60 como uma linha vertical descendente.

Também pode ser visto maiores temperaturas na câmara devido a perda de eficiência do evaporador, e como conseqüência maiores percentuais de umidade no final do ensaio.

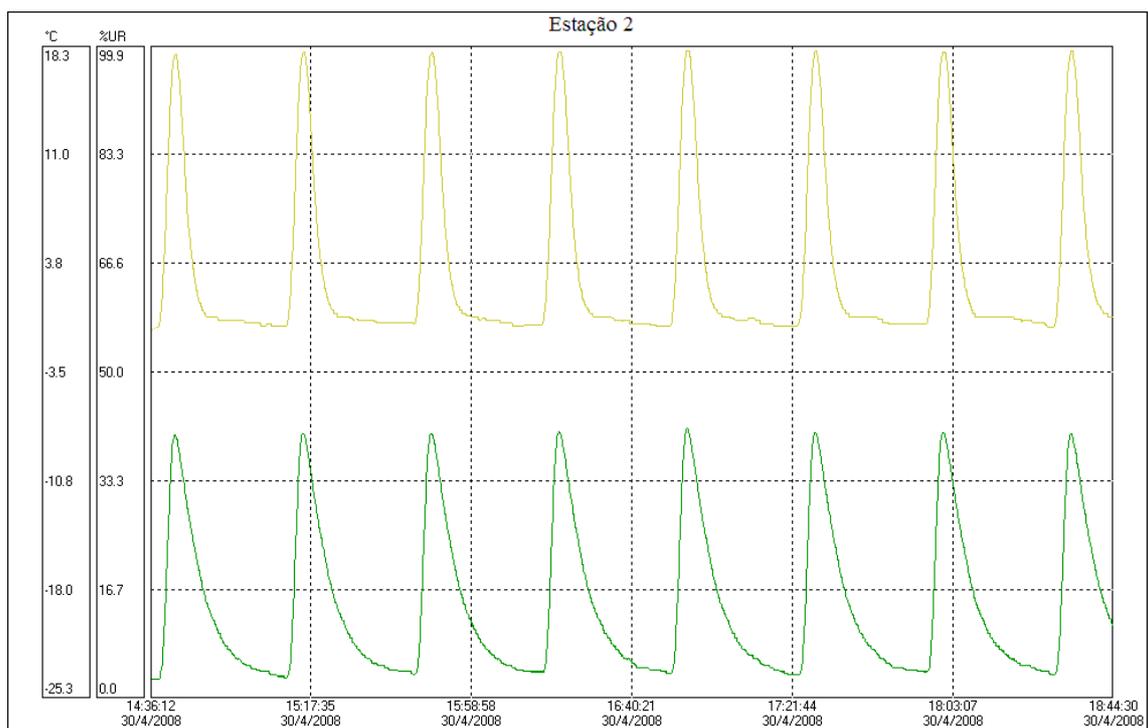


Figura 5.59. Variação da temperatura e umidade da câmara de testes no início do ensaio (curva verde – temperatura; curva amarela – umidade).

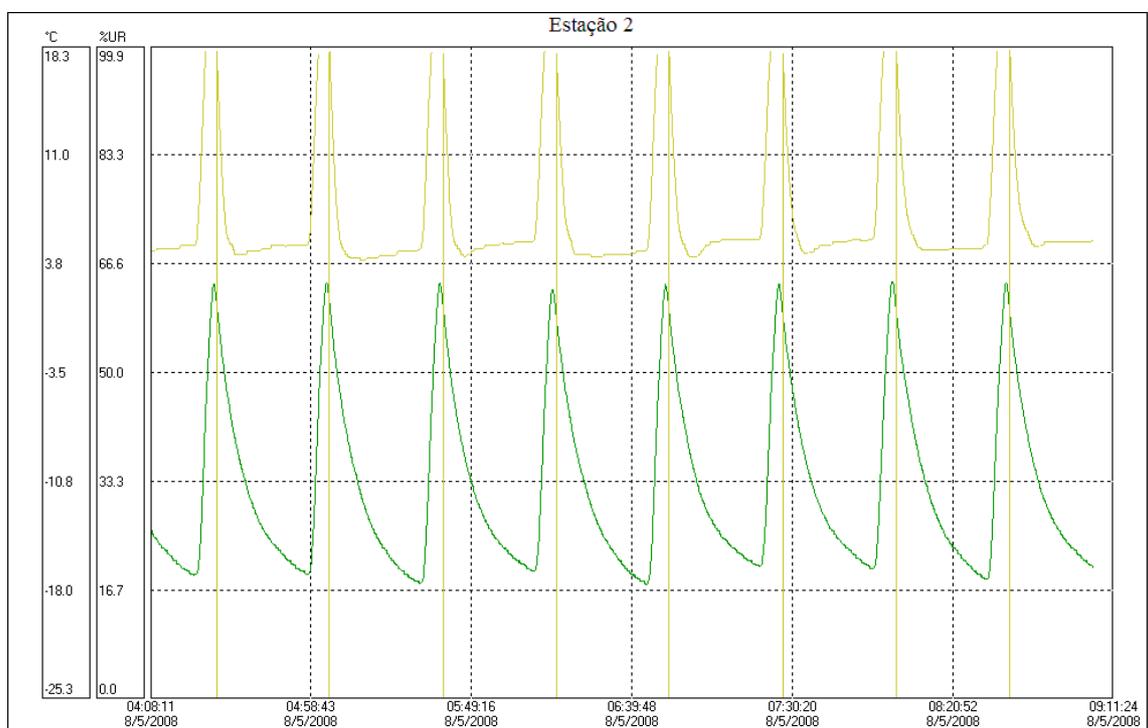


Figura 5.60. Variação da temperatura e umidade da câmara de testes no final do ensaio (curva verde – temperatura; curva amarela – umidade).

5.3. Ensaaios Mecânicos

5.3.1. Ensaaios de Tração

As propriedades mecânicas dos corpos de prova foram obtidas através de ensaios de tração uniaxial, sob as diretrizes da norma ASTM E8M, estando os resultados resumidos na Tabela 5.2. A tensão limite de escoamento (σ_e) foi determinada para o caso de $n = 0,5\%$ da deformação permanente, conforme ASTM E8M para cobre e suas ligas (Garcia, 2000). O limite de resistência a tração (σ_u) é a máxima tensão que o tubo pode suportar. As siglas “N”, “E”, “D”, correspondente respectivamente aos tubos novos, expandidos e danificado.

Tabela 5.2. Propriedades mecânicas médias das amostras, obtidas no ensaio de tração.

Amostra	D_0 (mm)	S_0 (mm ²)	σ_e (MPa)	σ_u (MPa)	Alongamento (%)
N1	15,77	19,8	95 ± 5	231 ± 4	40 ± 1
N2	15,85	19,8	92 ± 5	231 ± 4	43 ± 1
N3	15,80	19,8	87 ± 5	222 ± 4	33 ± 1
E1	16,36	19,8	182 ± 5	238 ± 4	37 ± 1
E2	16,29	19,8	180 ± 5	238 ± 4	42 ± 1
E3	16,36	19,8	175 ± 5	231 ± 4	36 ± 1
E4	16,32	19,8	175 ± 5	226 ± 4	21 ± 1
D1	16,28	19,8	143 ± 5	238 ± 4	33 ± 1

Na Figura 5.61 tem-se o gráfico tensão-deformação para o ensaio de tração das amostras de tubo novo (N1, N2 e N3), sendo este ensaio realizado até a ruptura final do tubo. Na Figura 5.62 tem-se o mesmo gráfico da Figura 5.61, porém com um detalhe para a região de regime elástico, sendo possível determinar a tensão de escoamento do material através do gráfico tensão-deformação.

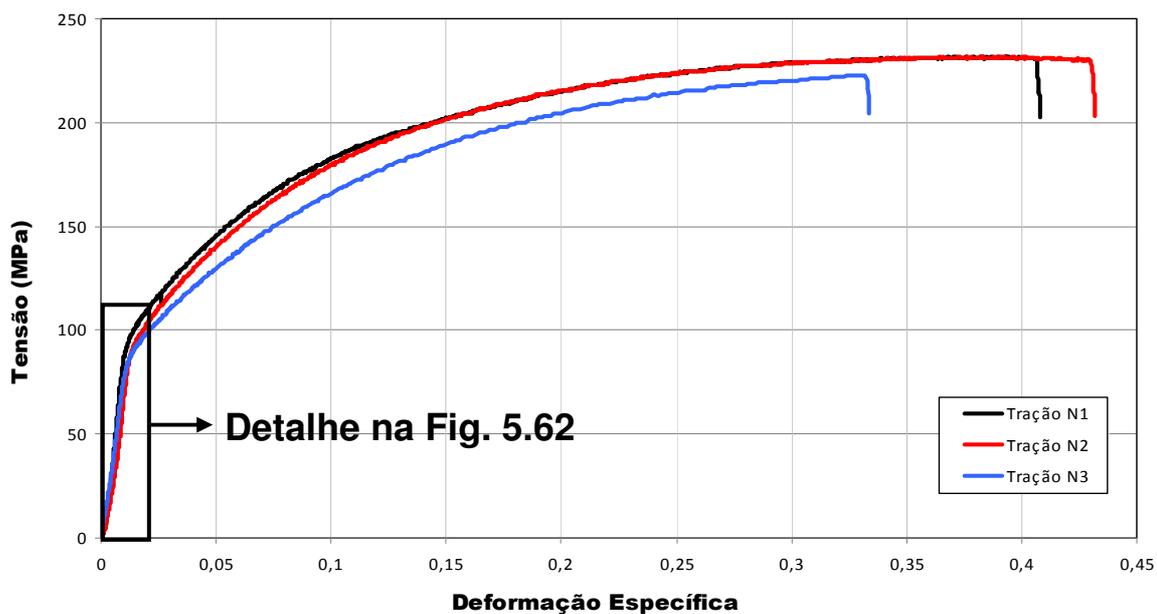


Figura 5.61. Curva tensão-deformação obtidas no ensaio de tração de N1, N2 e N3.

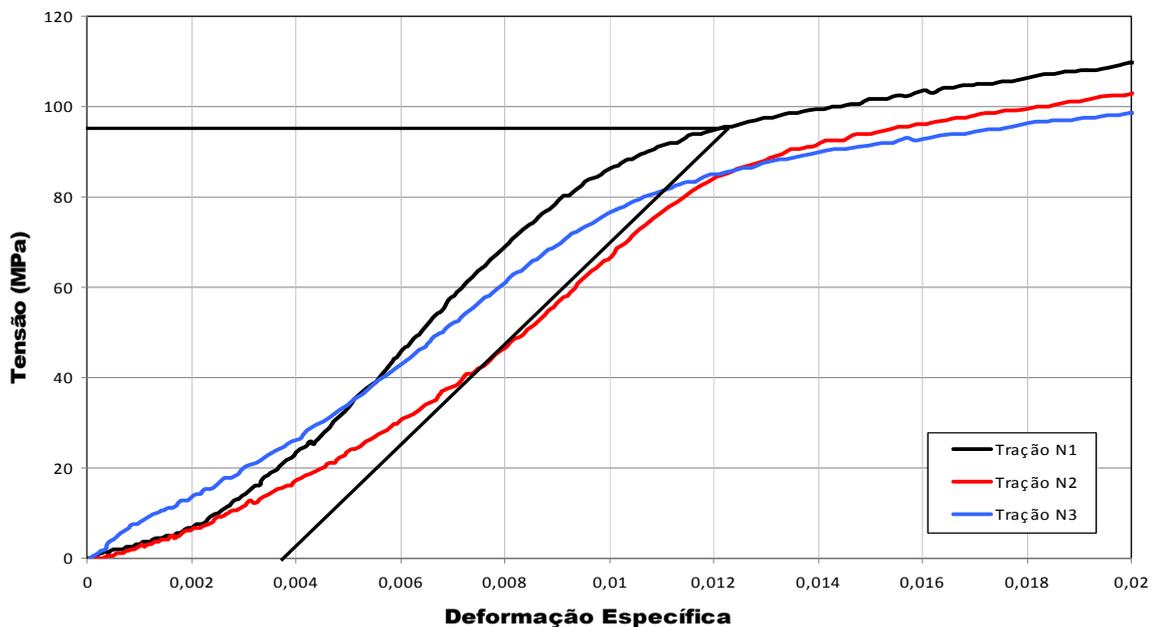


Figura 5.62. Detalhe da curva tensão-deformação de N1, N2 e N3 (gráfico da região em destaque na Figura 5.61).

Na Figura 5.63 tem-se o gráfico de tensão-deformação para o ensaio de tração das amostras de tubos expandidos e danificado (E1, E2, E3, E4 e D1) até a sua ruptura.

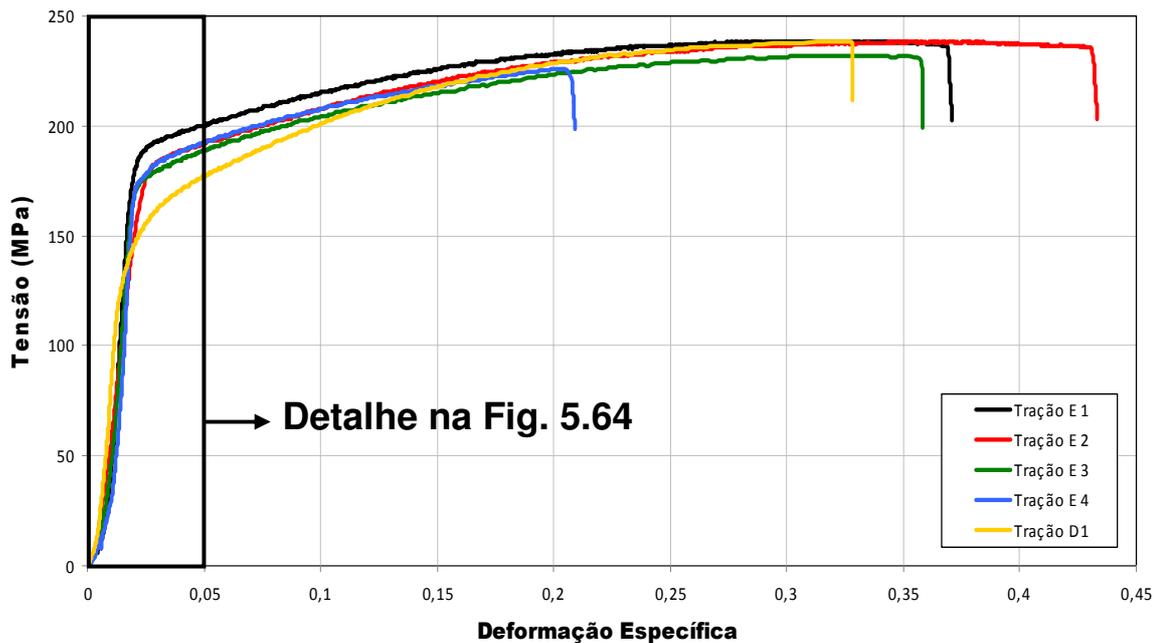


Figura 5.63. Curva tensão-deformação obtidas no ensaio de tração de E1, E2, E3, E4 e D1.

Na Figura 5.64 apresenta-se o gráfico tensão-deformação com um detalhe para a região de regime elástico, sendo possível assim determinar através do gráfico sua tensão de escoamento, conforme descrito anteriormente.

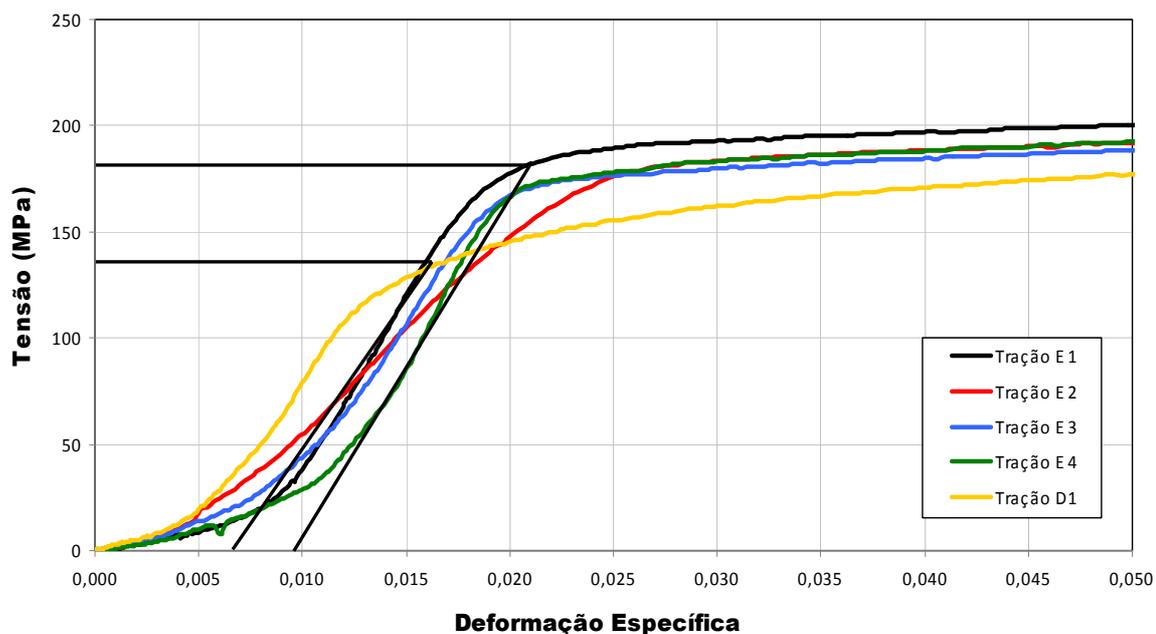


Figura 5.64. Detalhe da curva tensão-deformação de E1, E2, E3, E4 e D1 (gráfico da região em destaque na Figura 5.63).

Comparando os resultados da Tabela 5.2 com os dados fornecidos pelo fabricante (Tabela 3.1), percebe-se uma pequena diferença nos valores do tubo novo, mas que estão dentro dos padrões da norma. As duas outras condições (tubo expandido e danificado), não são possíveis de comparação com o fabricante, pois o material já havia sido solicitado mecanicamente.

Comparando os resultados dos ensaios entre si, nota-se uma grande diferença no limite de escoamento do material para as amostras do tubo novo e do tubo expandido.

Pode-se notar pelo gráfico do ensaio de tração que o tubo expandido possui um grau de “encruamento” (aumento da densidade de discordâncias devido ao trabalho a frio) maior do que o tubo novo, sendo diretamente relacionado com a tensão de escoamento do material. A tensão de ruptura do tubo novo é um pouco menor do que no expandido, pois seu encruamento é em grande parte na direção radial, o que não acontece no tubo novo.

Quando o tubo novo é tracionado, seu encruamento preferencialmente ocorre na direção uniaxial de ensaio, não ocorrendo de mesma forma para o expandido. Este fenômeno resulta em função da interação entre discordâncias, que impedem sua livre movimentação, necessitando assim uma energia cada vez maior para que essa movimentação ocorra, e, conseqüentemente deformação plástica, até o limite onde a fratura tem início (Garcia, 2000).

Pode ser visto na Figura 5.63 que o tubo danificado apresenta um limite de escoamento menor que o tubo expandido, isto indica que as propriedades mecânicas do tubo sofreram alteração, podendo se correlacionar as oscilações cíclicas de pressão e temperatura com a estrutura do material.

Na Figura 5.65 pode ser visto uma amostra de tubo submetida ao ensaio de tração, assim como o alongamento sofrido pelo mesmo no comparativo com a amostra de tubo novo. Todas as rupturas da amostra ocorreram dentro da área útil do corpo de prova, afastada das regiões onde a garra faz a pressão para empunhadura do tubo.



Figura 5.65. Corpo de prova rompido após o ensaio de tração e corpo de prova original.

5.3.2. Ensaios de Indentação Base 120°

Na Figura 5.66 é possível visualizar a máquina de ensaio de indentação com a base de suporte e o tubo de cobre sendo ensaiado. O punção indentador esférico está conectado diretamente a célula de carga, realizando a compressão na direção radial do tubo, sendo possível adquirir uma curva força aplicada versus deslocamento do punção indentador.



Figura 5.66. Ensaio de indentação do corpo de prova na base de 120°.

Na Figura 5.67 é mostrado em detalhe a deformação na amostra de tubo.



Figura 5.67. Contato entre o punção indentador e a amostra do tubo.

Após a realização de ensaios preliminares, optou-se pela base de suporte de 120° por ter um resultado mais confiável devido ao atrito reduzido nas bordas de ataque.

Os ensaios de indentação foram desenvolvidos com controle máximo de deslocamento e força. Assim tem-se a garantia que no ensaio não se ultrapassará a força máxima da célula de carga, ou que o punção indentador abalroará a base de ensaio, danificando todo o equipamento.

As curvas do ensaio de indentação são constituídas de duas etapas: uma etapa de carregamento do tubo, promovendo o aumento da força até valor máximo prescrito, e a outra de descarregamento, quando o punção indentador é removido com a mesma velocidade na indentação, sendo possível monitorar o retorno elástico do tubo.

Na Figura 5.68 tem-se o ensaio de indentação do tubo novo na base de 120° , onde pode-se perceber uma boa precisão na comparação entre as três amostras. É visto que o fim do ensaio foi limitado pelo máximo deslocamento programado, não atingindo a máxima força da célula de carga. Percebe-se uma semelhança na proporção da forma geométrica das curvas do ensaio de

indentação com os trabalhos de (Pinheiro, 2006; Ávila, 2007; Ifletel, 2005; Blachut, 2007). O retorno elástico do tubo de cobre é muito pequeno quando comparado a estes trabalhos, isto porque a parede do tubo é muito fina e o material possui alta tenacidade.

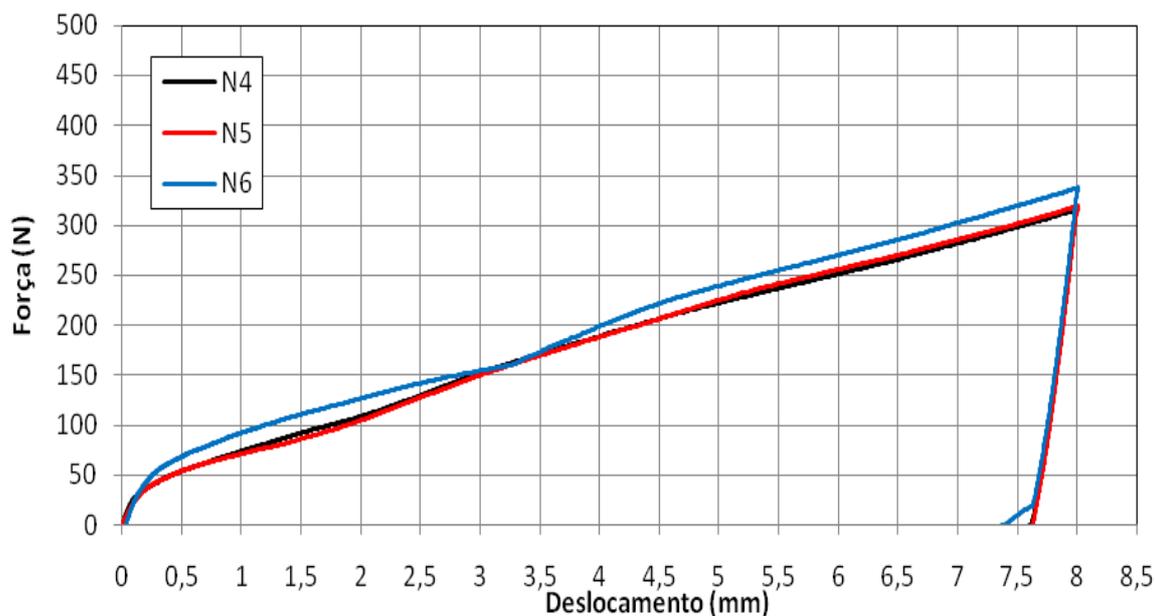


Figura 5.68. Força versus deslocamento do punção indetador para as amostras N4, N5 e N6.

A Figura 5.69 mostra o ensaio do tubo expandido, onde a carga máxima foi muito próxima ao limite da célula de carga.

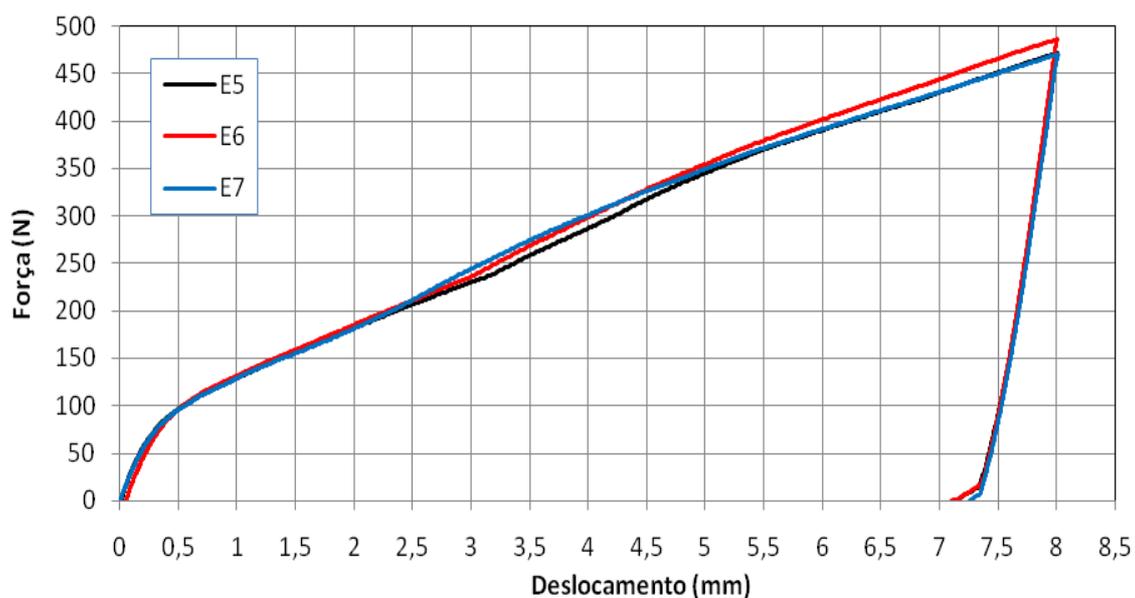


Figura 5.69. Força versus deslocamento do punção indetador para as amostras E5, E6 e E7.

Na Figura 5.71 tem-se o ensaio de indentação do tubo pressurizado, podendo ser visto uma diferença no deslocamento máximo da curva. Isto é explicado pelo provável diferença de pressão existente no interior dos tubos. Um fato possível de se considerar, é que no processo utilizado para pressurização, não há completa estanqueidade do tubo até o momento da selagem por brasagem. Sabe-se que o processo utilizado de amassamento do tubo capilar para fechamento no momento da pressurização, é um processo manual e propício a pequenas fugas do nitrogênio. A Figura 5.70 mostra a indentação do tubo pressurizado na máquina de ensaios universal.



Figura 5.70. Tubo de cobre pressurizado ao final do ensaio.

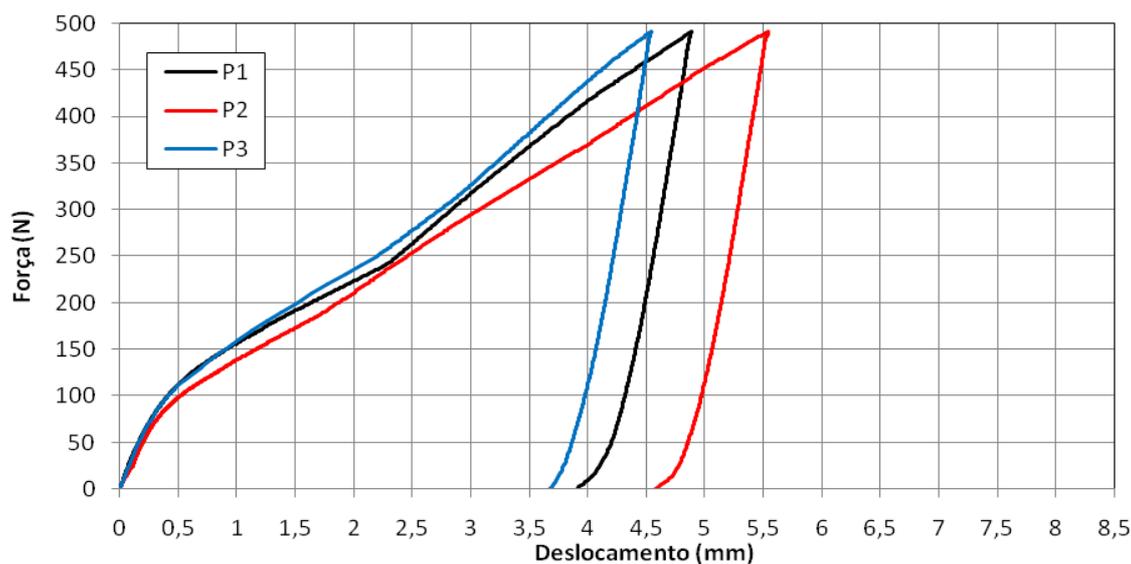


Figura 5.71. Força versus deslocamento do punção indentador para as amostras P1, P2 e P3.

Pode ser visto na Figura 5.72 que o ensaio de indentação do tubo danificado apresentava uma pequena redução da força necessária a deformação, quando comparado com o tubo expandido. Esta redução na força indica que as propriedades mecânicas do material sofreram alteração devido às oscilações cíclicas de pressão e temperatura.

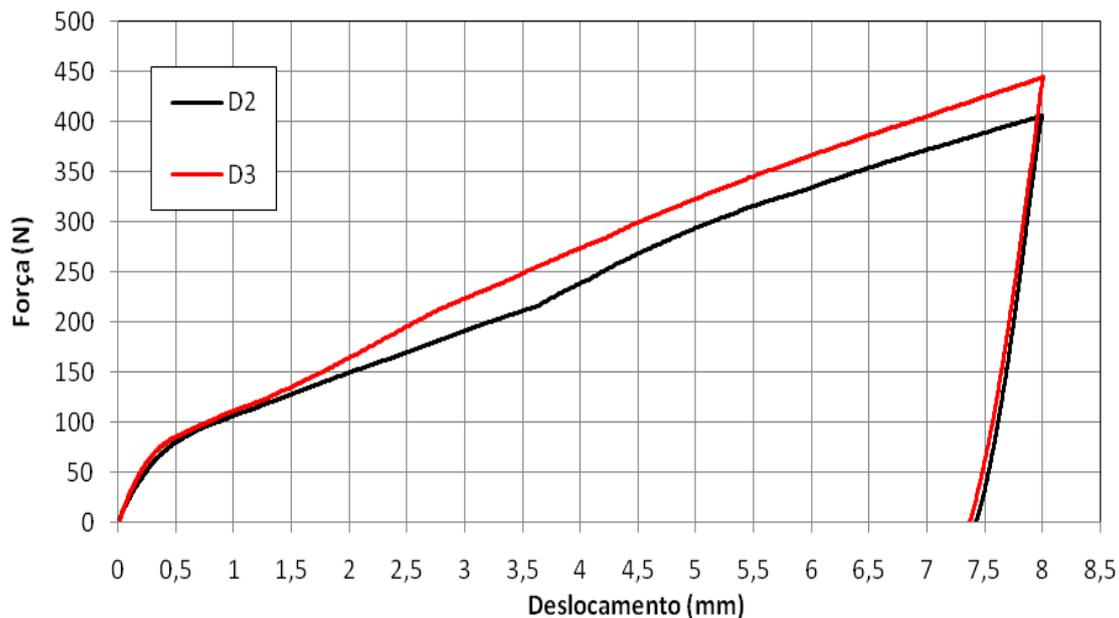


Figura 5.72. Força versus deslocamento do punção indetador para as amostras D2 e D3.

Foi montado um gráfico com todas as curvas de ensaio de indentação na base de 120° para comparação entre elas, podendo ser visto o mesmo na Figura 5.73.

Para uma melhor compreensão das forças envolvidas, foi feito um novo gráfico baseado na Figura 5.73, porém com um detalhe para o início da deformação plástica de algumas curvas de maior interesse (Figura 5.74).

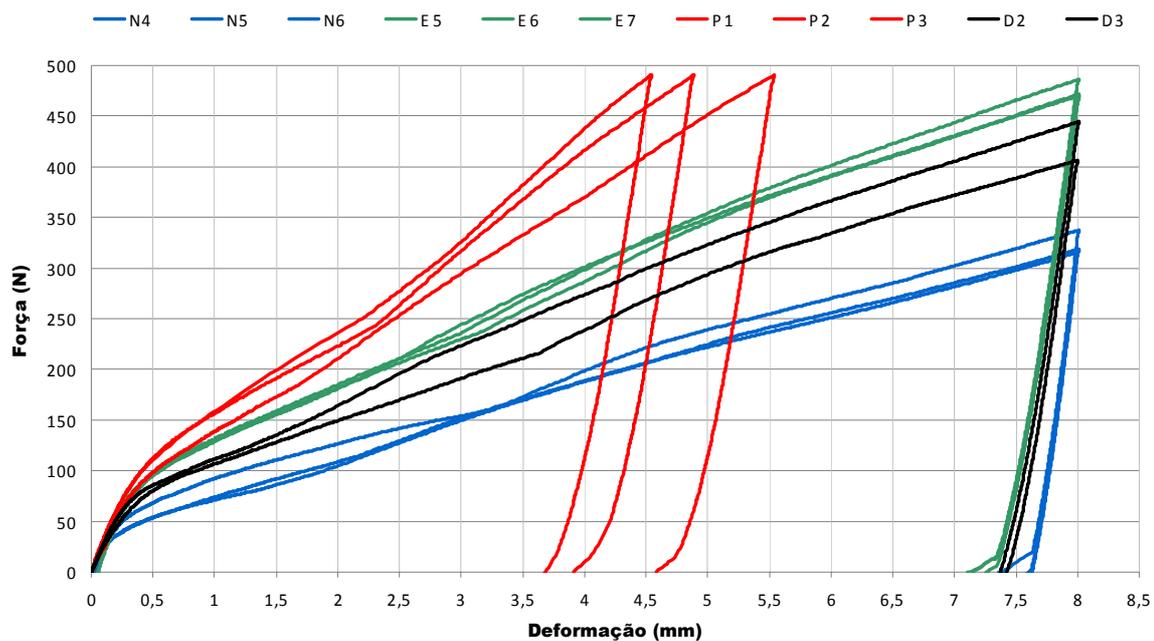


Figura 5.73. Força versus deslocamento do punção indentador para as amostras N4, N5, N6, E5, E6, E7, P1, P2, P3, D2 e D3.

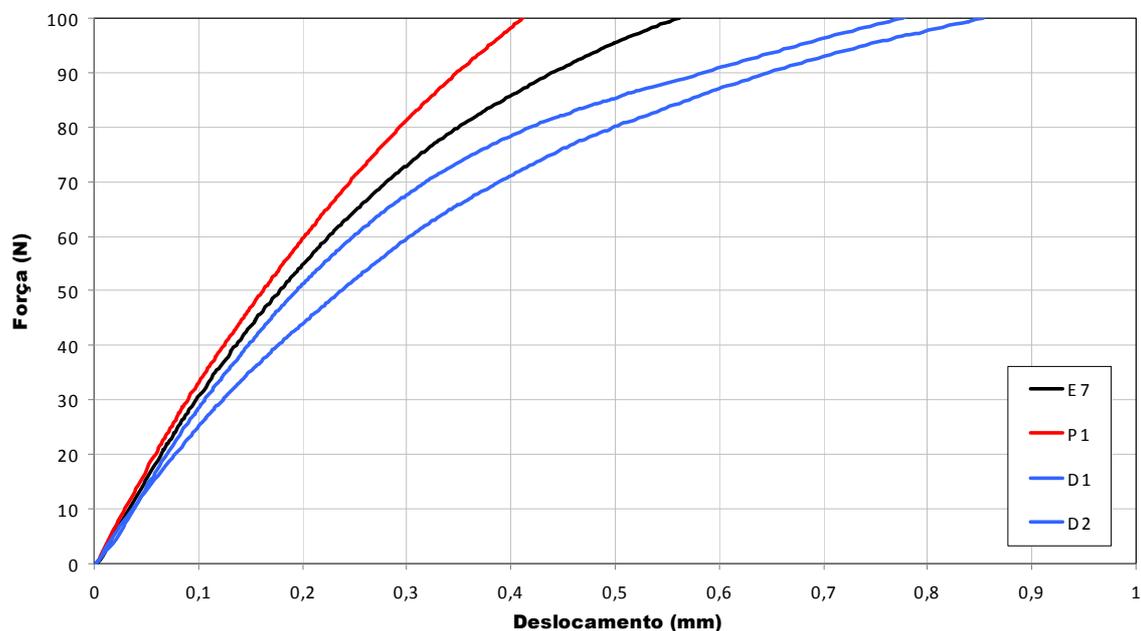


Figura 5.74. Detalhe do gráfico da Figura 5.73 para as amostras E7, P1, D1 e D2.

Foi realizado um ensaio extra de indentação a título de ilustração das propriedades mecânicas da curva do evaporador. Na Figura 5.75 é possível visualizar o punção indentador penetrando com sua ponta esférica na curva do tubo. Ainda é visto que a curva do tubo possuía estrias residuais do processo de dobra, caracterizando o material por seu alto grau de encruamento.



Figura 5.75. Ensaio da curva do tubo de cobre.

Conforme observação do gráfico da Figura 5.76, pode-se notar um alto grau de encruamento do material, bem como um elevado retorno elástico por o material não conseguir absorver mais energia. Devido ao encruamento da curva, é necessária uma força maior para a mesma deformação do material.

Finalmente é construída a Tabela 5.3 relacionando a profundidade do rechupe (δ_r) com seu diâmetro. O deslocamento máximo (δ_{max}) é dado em milímetros e a força máxima (F_{max}) em Newton.

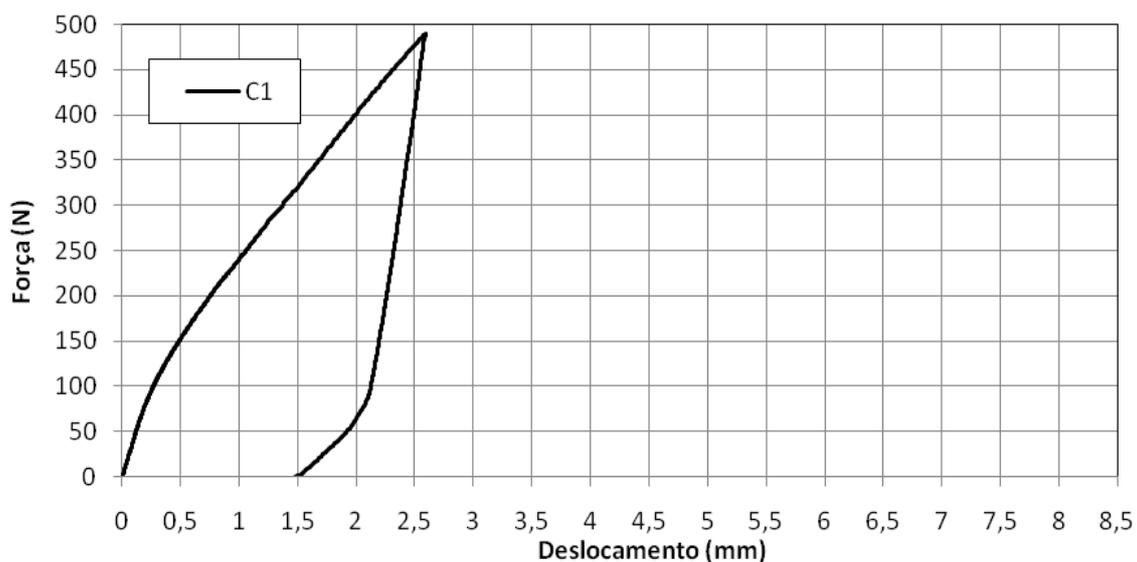


Figura 5.76. Força versus deslocamento do punção indentador para a amostra C1.

Tabela 5.3. Resultados do ensaio de indentação para a base de 120°.

Amostra	δ_{\max} (mm)	F_{\max} (N)	δ_r (mm)	δ_r / δ_{\max} (%)
N4	8,0	315,8	7,40	92,5
N5	8,0	319,2	7,60	95,0
N6	8,0	337,7	7,38	92,3
E5	8,0	471,7	7,11	88,8
E6	8,0	486,2	7,12	89,0
E7	8,0	470,3	7,14	89,3
P1	4,9	490,7	3,9	79,0
P2	5,5	491,0	4,5	82,5
P3	4,5	491,0	3,7	82,2
D2	8,0	406,1	7,15	89,3
D3	8,0	445,0	7,26	90,8
C1	2,6	490,2	1,21	46,5

Conforme a Tabela 5.3, é visto que o menor retorno elástico ocorreu para os tubos novos, fato facilmente explicado por ser um material recozido, absorvendo quase toda energia de deformação na forma de encruamento.

O tubo expandido apresentou uma força necessária média de 46,8 % maior que o tubo novo para que houvesse o máximo deslocamento programado de 8,0 mm. O retorno elástico no tubo expandido também foi maior, enquanto que para o tubo novo a média de retorno elástico foi de 6,7%, no tubo expandido foi de 11,0 %, havendo um incremento no retorno elástico de 64,2 % na comparação.

As amostras do tubo pressurizado também apresentaram resultados relevantes para o estudo, percebe-se para o tubo pressurizado que seu deslocamento máximo ficou abaixo dos 8,0 mm. O retorno elástico médio do tubo pressurizado é 18,8%, sendo este superior ao tubo expandido o qual apresentava as mesmas características mecânicas, porém não pressurizado internamente (retorno elástico do tubo pressurizado é 70,9% maior que o tubo expandido).

Os resultados para a curva do evaporador mostraram que ela apresenta um alto grau de encruamento, este advindo do processo de dobra. Por a curva do evaporador estar altamente encruada, seu deslocamento máximo foi muito pequeno (2,1 mm), e seu retorno elástico foi muito elevado (53,5 %). A possibilidade de ocorrência de rechupe nas curvas é mínima, é previsível que os tubos sofram deformações por rechupe muito antes das curvas. É possível confirmar a afirmação acima pelo histórico técnico-comercial de fabricantes de trocadores de calor, não sendo relatado até o presente momento nenhuma falha de equipamento por rechupe nas curvas, somente em tubos.

6. CONCLUSÕES

As principais realizações e resultados deste trabalho são listados a seguir:

- Nas metalografias foi possível verificar as porosidades existentes no tubo de cobre, maclas de recozimento e de trabalho mecânico. A estrutura do cobre indica que não há trincas no material, apenas deformação plástica;
- Pelos resultados das metalografias e dos ensaios de tração, pode-se concluir que o tubo de cobre fosforoso encontra-se perfeitamente de acordo com as especificações da norma ASTM B68;
- Nos ensaios de tração foi possível determinar a tensão limite de escoamento e de ruptura, comparando com os valores especificados pelo fabricante. Também foi possível verificar a alteração das propriedades mecânicas do tubo danificado pela redução de sua tensão de escoamento e de ruptura, tanto no ensaio de tração como de indentação;
- Com os ensaios de indentação foi possível avaliar a resistência do material à aplicação de um indentador esférico normal ao tubo. Ainda foi possível verificar as diferentes respostas do material à aplicação de carga, para cada estado de processamento mecânico (novo, expandido e danificado). O ensaio de indentação mostrou que o fato do tubo de cobre estar pressurizado apresenta uma grande influência na criação do rechupe, sendo ele de menor intensidade. As curvas dos evaporadores estão menos sujeitas a formação do rechupe que os tubos, possuindo alto grau de encruamento devido ao seu processo mecânico de fabricação;

- A espessura da camada de gelo possui grande influência na deformação tipo rechupe, pois sem ela não haverá a formação do defeito. Pode-se concluir que o rechupe em tubos de cobre possui uma ocorrência lenta e gradual, sendo sua intensidade diretamente relacionada com a severidade dos ciclos de pressão e temperatura;
- O sistema experimental de bancada montado demonstrou-se confiável e funcional, deformando o tubo de cobre com a ação de ciclos termomecânicos, contemplando um sistema de refrigeração. A instrumentação do experimento possibilitou a avaliação dos parâmetros empregados no evaporador que levaram ao defeito tipo rechupe do tubo, indicando o início do defeito. O monitoramento do evaporador com transdutores de pressão pode ser incorporado a todos os equipamentos de grande porte, sendo possível prever a vida útil e realizar manutenções preditivas no mesmo;
- A perda de carga no evaporador pode ser observada pelas oscilações das pressões de entrada e saída do trocador de calor, influenciando diretamente as temperaturas do sistema, o que retrata uma acentuada perda de eficiência. A ocorrência do rechupe está sempre localizada próxima a entrada do fluido refrigerante. A redução da tensão de escoamento e de ruptura no tubo danificado está diretamente relacionada variações cíclicas de pressão e temperatura do sistema;
- A correlação entre a má prática operacional, a ausência de ciclos periódicos de degelo, a ocorrência de ciclos termomecânicos e conseqüente alteração das propriedades mecânicas dos tubos, induz a uma implementação de recomendações no manual dos fabricantes dos sistemas de refrigeração, objetivando aumento da vida útil dos evaporadores;
- Sugere-se ainda a realização de novos testes na bancada para a criação de uma norma para controle da espessura da camada de gelo, de forma a evitar o dano no equipamento de refrigeração, oferecendo não somente prejuízos financeiros com as máquinas, mas sim como por exemplo o estrago de alimentos dentro uma câmara de refrigeração.

7. PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS

- Instrumentação do tubo de cobre utilizando extensômetros para avaliação da formação do rechupe no simulador desenvolvido;
- Ensaio no simulador considerando a formação natural da camada de gelo com diferentes espessuras;
- Realização de ensaios mecânicos envolvendo solicitações cíclicas de temperatura e pressão;
- Estudo detalhado de modelos computacionais utilizados em sistemas termo-fluido-dinâmicos.

8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT NBR 14666 – **Sistema de Refrigeração com Gás R134a - Determinação do Resíduo Interno - Método de Ensaio**. Associação Brasileira de Normas Técnicas, 2001.

Araújo, B. A.; Silva, A. A.; Farias, M. A. – Análise de Resultados Experimentais de Ensaios em Corpos de Prova de Fadiga em Materiais para Dutos API 5L X60. **IN: 4º PDPETRO - Congresso Brasileiro de Pesquisa e Desenvolvimento em Petróleo e Gás: 2007**. Rio de Janeiro.

ASTM B68 – **Standard Specification for Copper and Copper – Alloy Seamless Condenser Tubes and Ferrule Stock**. ASTM International, 1990.

ASTM D2444 – **Standard Test Method for Determination of the Impact Resistance of Thermoplastic Pipe and Fittings by Means of a Tup (Falling Weight)**. ASTM International, 1999.

ASTM E3-01 – **Standard Practice for Preparation of Metallographic Specimens**. ASTM International, 2007.

ASTM E8M – **Standard Tests Methods for Tension Testing of Metallic Materials [Metric]**. ASTM International, 2001.

Ávila, M. A. V. – **Análise de Integridade Estrutural de Dutos com Mossas Simples**, Rio de Janeiro. 2007. 196 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Programa de Pós-Graduação em Informática, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Brasil.

Baker, Jr. M. – Integrity Management Program Delivery Order DTRS56-02-D-70036, Office of Pipeline Safety, 2004. 41 p. (TT0 Number 10).

Becker, A. A.; Hyde, T. H.; Luo, R. – **Elastic-Plastic Response of Unpressurised Pipes Subjected to Axially-Long Radial Indentation**, International Journal of Mechanical Sciences, Vol. 47, p. 1949 – 1971, 2005.

Bejan, A. – **Transferência de Calor**, Editora Edgard Blücher LTDA., São Paulo, 1996.

Blachut, J.; Iflefel, I. B. – **Collapse of Pipes With Plain or Gouged Dents by Bending Moment**, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol. 84, p. 560 – 571, 2007.

Brambila, E. H. – **Relatório Interno SERRAFF**, Arroio do Meio. 10 p, 2007.

Brastak – **Catálogo Geral**. Disponível em: <<http://www.brastak.com.br/documentos.asp>>, acessado em 04 de setembro de 2008 às 23:00 hs.

Brooker, D. C. – **Denting of Pressurized Pipelines Under Localised Radial Loading**, International Journal of Mechanical Sciences, Vol. 46, p. 1783 – 1805, 2004.

Chiesa, F. – **Resfriadores Compactos: Uma Proposta de Solução para Trocadores de Calor Ar-Água**, Curitiba. 2002 136 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Paraná, Brasil.

Cosham, A.; Hopkins, P. – The Pipelines Defect Assessment Manual. **IN: 4th International Pipeline Conference: 2002**. Calgary, Canada, 29 September - 3 October. Alberta: IPC 02-27067. 17 p.

David, E. Hall, Meihuan, Zhu – **Creep Induced Contact and Stress Evolution in Thin-Walled Pipe Lines**, Thin-Walled Structures, Vol. 39, p. 939 – 959, 2001.

Davis, J.R., Destefani, J.D. – **ASM Handbook**, 9ª edição, ASM International, 2003.

Dedavid, B. A., Costa, E. M., Santos, C. A. – **Microscopia Eletrônica de Varredura e Microanálise: Teoria e Prática**. Porto Alegre: PUCRS, 2007. 134 p (Apostila de Curso).

Dieter, G. E. – **Metalurgia Mecânica**, Editora Guanabara Koogan S. A., Rio de Janeiro, 1981.

Faisal, A. N. – **Numerical and Experimental Study of the Influence of Frost Formation and Defrosting on the Performance of Industrial Evaporators Coils**, Texas. 2006. 238 p. Tese de Doutorado, Universidade de Winsconsin-Madison, Estados Unidos.

Garcia, A., Spim, J. A., Santos, C. A. – **Ensaio dos Materiais**, LTC Editora, Rio de Janeiro, 2000.

Henriques, A. M. D. – **Bancada de Ensaio Mecânicos à Fadiga de Cabos Condutores de Energia**, Brasília. 2006. 162 p. Tese (Doutorado em Estruturas e Construção Civil). Universidade de Brasília, Brasil.

Hermes, C. J. L. – **Uma Metodologia para a Simulação Transiente de Refrigeradores Domésticos**, Santa Catarina. 2006. 231 p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina, Brasil.

Hertzberg, R. W. – **Deformation and Fracture Mechanics of Engineering Materials**, Editora John Wiley & Sons, INC., United States, 1996.

Hewitt, N.; Huang, M. J. – **Defrost Cycle Performance for a Circular Shape Evaporator Air Source Heat Pump**, International Journal of Refrigeration, Vol. 31, p. 444 – 452, 2008.

Hibbeler, R. C. – **Resistência dos Materiais**, 3.º Ed., Editora Livros Técnicos e Científicos., Rio de Janeiro. 2000.

Hoffenbecker, N. – **Investigation of Alternative Defrost Strategies**, Texas. 2004. 156 p. Tese de Mestrado, Universidade de Winsconsin-Madison, Estados Unidos.

Hojjati, M. H., Lukasiewicz, S.A. – **Filtering Algorithm for Radial Displacement Measurements of a Dented Pipe**, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol. 85, p.344-349, 2007.

Lopes, M. A. – **Projeto e Simulação de Resfriadores de Líquidos**, São Paulo. 2007. 137 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia). Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Brasil.

Incropera, F. P; Dewitt, D. P. – **Transferência de Calor e Massa**, 5.º Ed., Editora Livros Técnicos e Científicos, Rio de Janeiro, 2003.

Macdonald, K. A.; Cosham, A.; Alexander, C.R.; Hopkins, P. – **Assessing Mechanical Damage in Offshore Pipelines – Two Case Studies**, Engineering Failure Analysis, Vol. 14, p. 1667 – 1679, 2007.

Matsson, O.J.E., Alfredsson, P.H. – **Experiments on Instabilities in Curved Channel Flow**, Physics of Fluids A: Fluid Dynamics, Vol. 4, p.1666-1676, 1992.

Moffat, D. G., Iflefel, I. B., Mistry, J. – **The Interaction of Pressure and Bending On a Dented Pipe**, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol. 82, p. 761 – 769, 2005.

Noronha, B. D., Martins, R. R.; Jacob, P. B.; Souza, E. – The Use of B-Splines in the Assesment of Strain Levels Associated with Plain Dents. **IN: Rio Pipeline Conference & Exposition: 2005**. Rio de Janeiro. 10 p.

Pinheiro, B. C. – **Avaliação da Fadiga de Dutos de Transporte de Hidrocarbonetos Submetidos a Danos Mecânicos**, Rio de Janeiro. 2006. 133p. Dissertação (Mestrado em Ciências em Engenharia Oceânica). Universidade Federal do Rio de Janeiro, Brasil.

Reindl, D. T., Aljuwayhel, N. F., Klein, S.A., Nellis, G. F. – **Comparison of Parallel- and Counter-Flow Circuiting in an Industrial Evaporator Under Frosting Conditions**, International Journal of Refrigeration, Vol. 30, p. 1347 – 1357, 2007.

Rosas, M. A. – **Análise de Dutos com Perda de Espessura Reparados com Multicamadas Metálicas Coladas**, Rio de Janeiro. 2006. 159 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia). Programa de Pós-Graduação em Informática, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Brasil.

Site da Empresa EMIC <<http://www.emic.com.br>>, acessado em 05 de maio de 2008 às 21:00 hs.

Site da Empresa Gea do Brasil <<http://www.geadobrasil.com.br/thunder/compactcooler.pdf>>, acessado em 10 de agosto, de 2007 às 22:00 hs.

Site da Empresa Hvactc <http://www.hvactc.com/ref_basics/800x600/heat_pumps1.htm>, acessado em 05 de julho de 2008 às 21:00 hs.

Site da Empresa Paranapanema <http://www.paranapanema.com.br/eluma/produtos/produto_04.asp>, acessado em 24 de agosto, de 2007 às 20:20 hs.

Stoecker, W. F.; Jabardo, J. M. – **Refrigeração Industrial**, Editora Edgard Blücher, São Paulo, 2002.

Stoecker, W. F.; Jones, J. W. – **Refrigeração e Ar Condicionado**, São Paulo, McGraw-Hill do Brasil, 1985.

Yang, J. – **A Study of Heat Pump Fin Staged Evaporators Under Frosting Conditions**, Texas. 2003. 203 p. Tese (Doutorado em Engenharia), Texas A & M University, Estados Unidos

Yang, Y., Yiqiang, J. ; Shiming, D.; Zuiliang, M. – **A Study on the Performance of the Airside Heat Exchanger Under Frosting in an Air Source Heat Pump Water Heater/Chiller Unit**, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 47, p. 3745 – 3756, 2004.

Window, A. L.; Hollister, G. S. – **Strain Gauge Technology**, Editora Elsevier, London, 1982.

ANEXOS

A.1 - Ensaio de Indentação na Base 90°

Na Figura A.1 pode ser visto o ensaio de indentação do tubo de cobre na base de 90°.

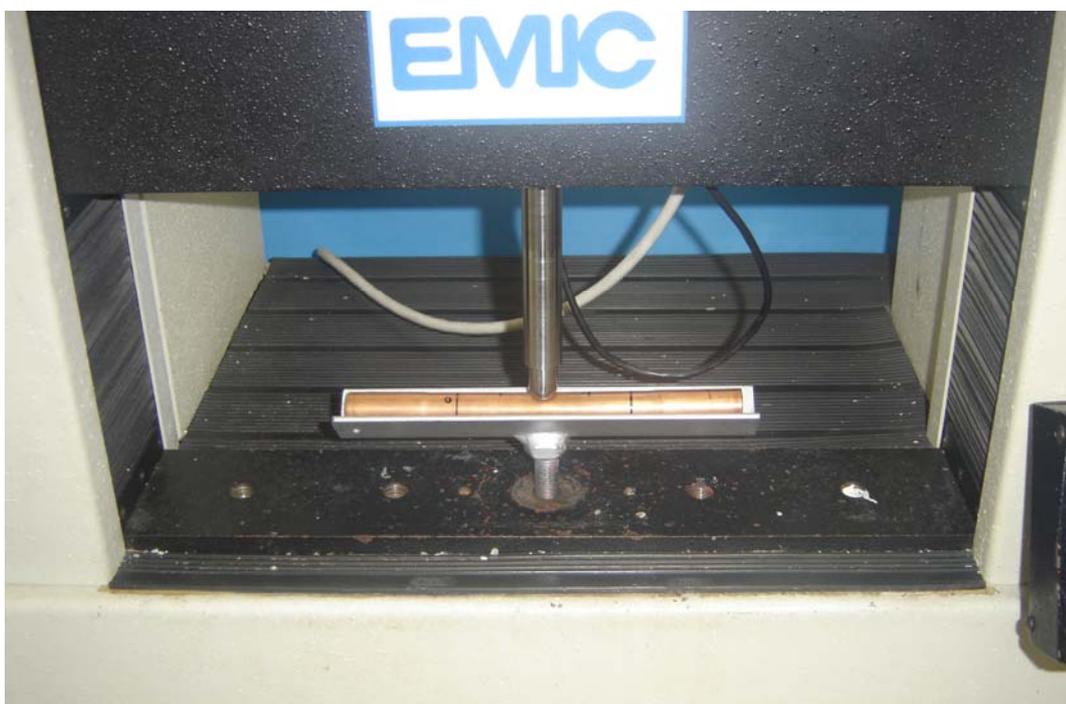


Figura A.1. Ensaio de indentação do corpo de prova na base de 90°.

A Tabela A.1 mostra as dimensões médias das amostras para o ensaio de indentação na base de 90°.

A Figura A.2 mostra uma analogia entre as curvas, podendo considerar que a metodologia de ensaio de indentação possui um bom grau de exatidão nos resultados, o que comprova a repetibilidade dos ensaios. As siglas “N”, “E”,

“P”, correspondente respectivamente aos tubos novos, expandidos e pressurizado.

Tabela A.1. Dimensões médias das amostras para o ensaio de indentação na base de 90°.

Amostra	D_0 (mm)	D_0/t
N7	15,72	38,34
N8	15,77	38,46
N9	15,70	38,29
E8	16,35	44,19
E9	16,33	44,14
E10	16,34	44,16
P4	16,31	44,08

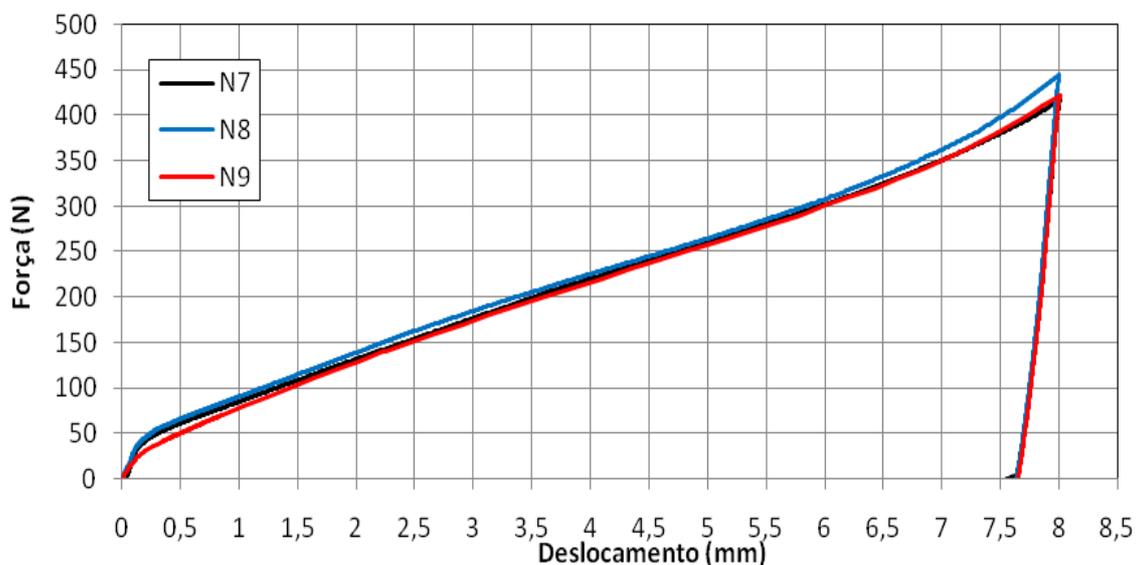


Figura A.2. Força versus deslocamento do punção indetador para as amostras N7, N8 e N9.

A Figura A.3 mostra a diferença nas curvas entre os ensaios do tubo expandido e pressurizado, sendo percebida grande influência da pressão interna no tubo pela deformação, podendo-se dizer que o rechupe está diretamente relacionado com as condições operacionais do equipamento de refrigeração.

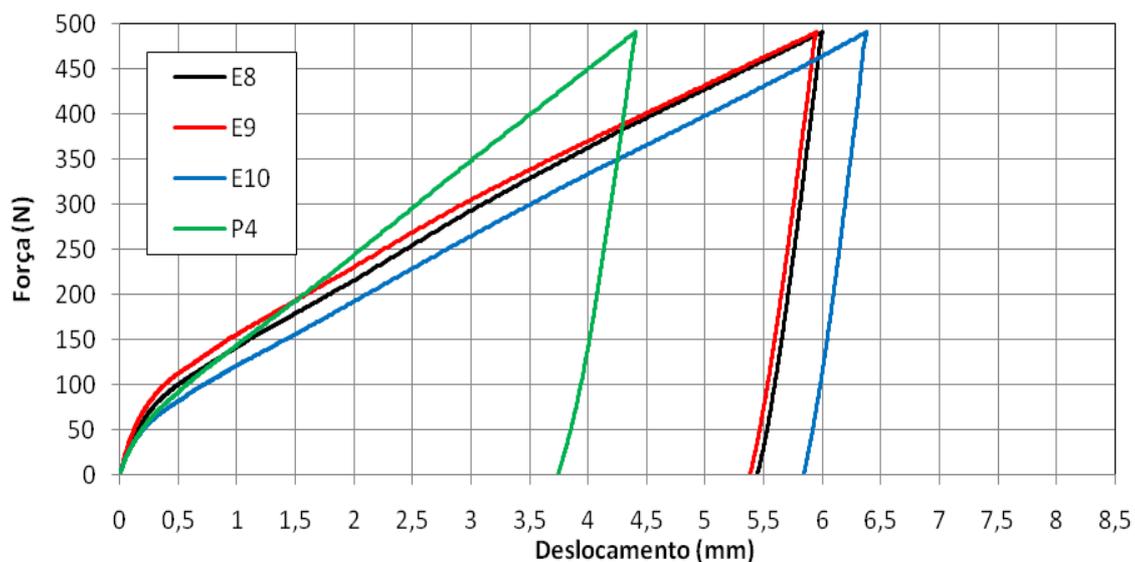


Figura A.3. Força versus deslocamento do punção indetador para as amostras E8, E9, E10 e P4.

Conforme a Tabela A.2, pode-se verificar uma grande diferença nos resultados entre as bases de 90° e 120° , efeito ocasionado pelo atrito do tubo com as bordas da base de 90° .

Tabela A.2. Resultados do ensaio de indentação para a base de 90° .

Amostra	δ_{\max} (mm)	F_{\max} (N)	δ_r (mm)	δ_r / δ_{\max} (%)
N7	8,0	416,9	7,5	93,8
N8	8,0	445,0	7,6	95,0
N9	8,0	444,7	7,6	95,0
E8	6,0	490,7	5,4	90,0
E9	5,9	490,5	5,3	89,8
E10	6,4	490,8	5,8	89,3
P4	4,4	491,0	3,7	90,6

Comparando-se o δ_{\max} das amostra na base de 90° e 120° , verifica-se que a profundidade máxima para o tubo expandido mostrou uma grande

diferença para cada abertura de base, fato este novamente relacionado com o atrito lateral.

A força necessária para a deformação dos 8,0 mm no tubo novo, foi em média 34,3 % maior em magnitude na base de 90° do que na 120°, fato também relacionado com o atrito da base.

Após a interpretação dos resultados, decidiu-se somente por utilizar a base de 120° por apresentar resultados mais coerentes com a deformação do tubo, não se considerando a variável atrito da base de 90° que é predominante sobre a de 120°.

APÊNDICE

B.1 - Considerações para a Modelagem Matemática

Para a realização das simulações no pacote comercial SolidWorks/COSMOSWorks, iniciou-se pela criação do modelo, na Figura B.1 pode ser visto o modelo tridimensional.

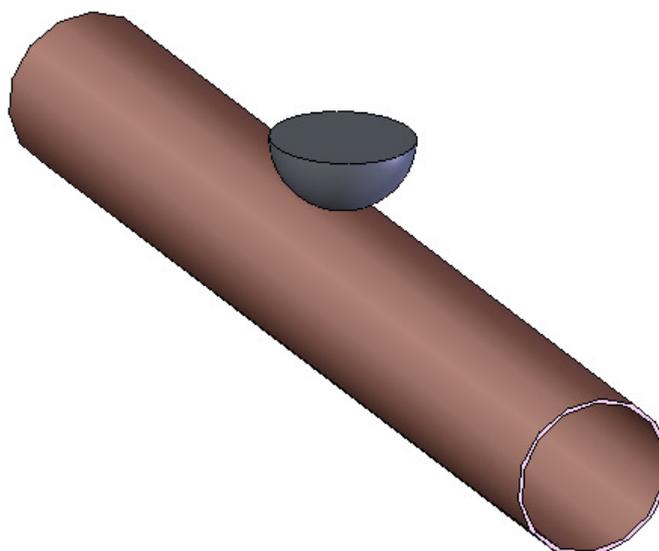


Figura B.1. Modelo tridimensional.

O tubo de cobre foi modelado com o uso do elemento sólido. O punção indentedor foi idealizado como um sólido esférico rígido. Após a definição da forma física a ser utilizada, colocou-se as restrições no modelo semelhante a que se tem no ensaio mecânico de indentação, sendo ela duas linhas na base inferior com uma abertura no ângulo de 120° , na Figura B.5 está exemplificado as restrições e cargas do modelo.

O critério linear-elástico foi adotado para a simulação, devido a sua análise estar restrita somente dentro do campo elástico. Para a execução das análises, adotou-se a condição de totalmente elástico para o tubo de cobre,

visto que o interesse de estudo encontra-se dentro do campo elástico, inserindo-se as propriedades do material (Figura B.2). O coeficiente de Poisson considerado para a simulação foi de 0,34, sendo este valor fornecido pelo fabricante do tubo.

O módulo de elasticidade do material foi determinado através do ensaio de tração, sendo este um valor aproximado da tangente da curva no regime linear, o cálculo utilizado para determinação do módulo de elasticidade é:

$$E = \frac{\Delta\sigma}{\Delta\varepsilon} \quad (\text{B.1})$$

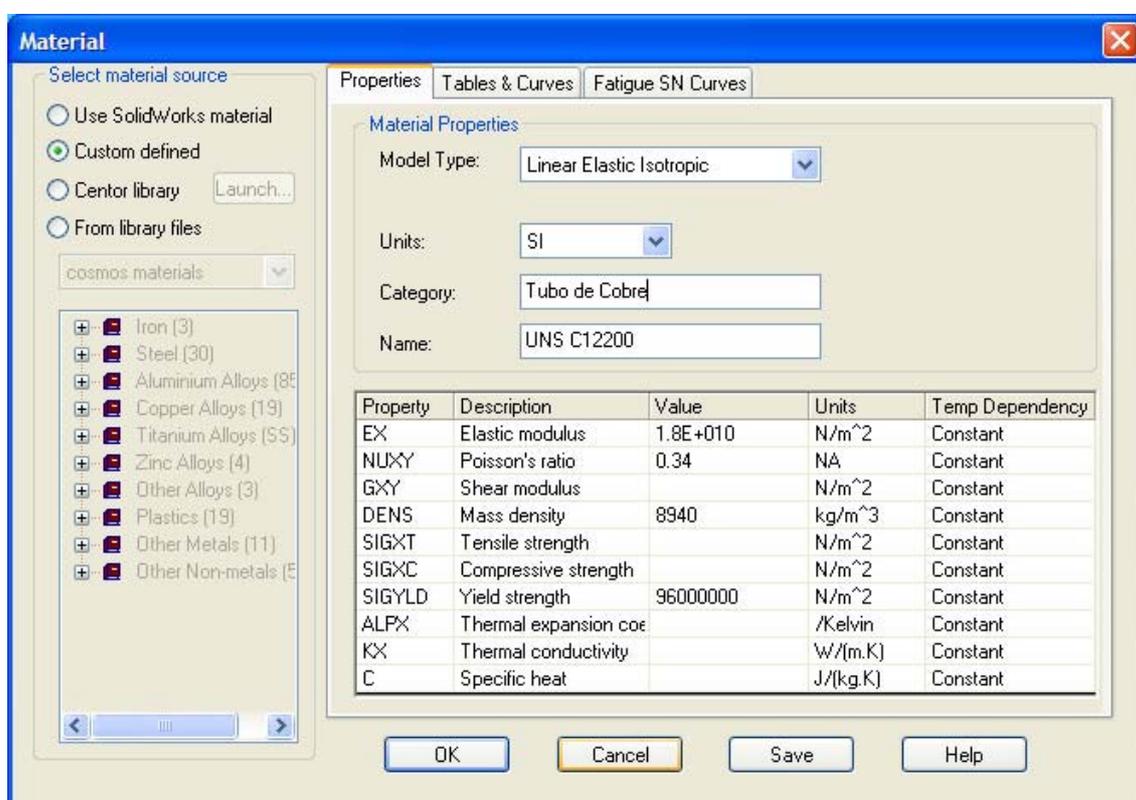


Figura B.2. Definição das propriedades do material no programa SolidWorks®.

O método escolhido para incremento das interações foi o de Newton-Raphson, este que é mais simples que o método de Newton-Raphson modificado, possuindo alta convergência, sendo sua taxa de convergência quadrática. O solver escolhido para as simulações foi o FFEPlus, pois o mesmo apresenta boa convergência para problemas lineares, e soluções mais rápidas.

O deslocamento aplicado ao punção indentador foi realizado empregando-se uma força na direção do tubo, restringindo os outros movimentos de rotação e translação.

A definição do contato entre o punção indentador e tubo de cobre foi de “bonded contact” (Figura B.3). Foi admitido que o carregamento do punção indentador fosse transmitido através de um nó. O carregamento do tubo de cobre é admitido através de uma superfície. Não foi considerado o coeficiente de atrito entre o punção indentador e tubo, seguindo-se o trabalho de Brooker (2004). Moffat (2005) também realizou simulações de indentação utilizando coeficientes de atrito entre 0 e 1,2, sendo relatado pelo o autor, pequena alteração nos resultados na comparação dos valores, incorporando-se assim o valor de 0,35 como coeficiente de atrito para seu trabalho.

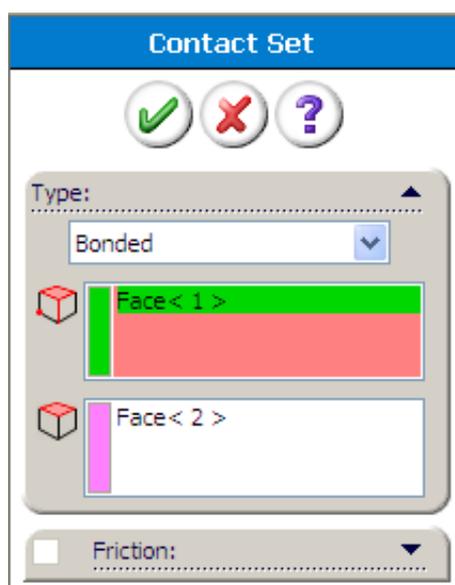


Figura B.3. Definição do contato entre o punção indentador e o tubo de cobre no SolidWorks®.

A criação da malha computacional é o último passo antes da execução da análise, evitando-se que alguma alteração realizada no processo possa gerar um erro no programa. A malha computacional pode ser controlada, definindo-se o tamanho máximo do elemento (Figura B.4). Na Figura B.5 pode ser visto a malha computacional criada para o corpo de prova.

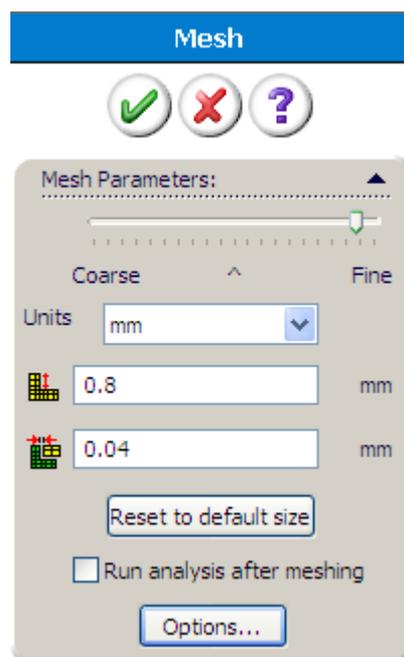


Figura B.4. Definição do tamanho máximo de cada elemento na malha computacional.

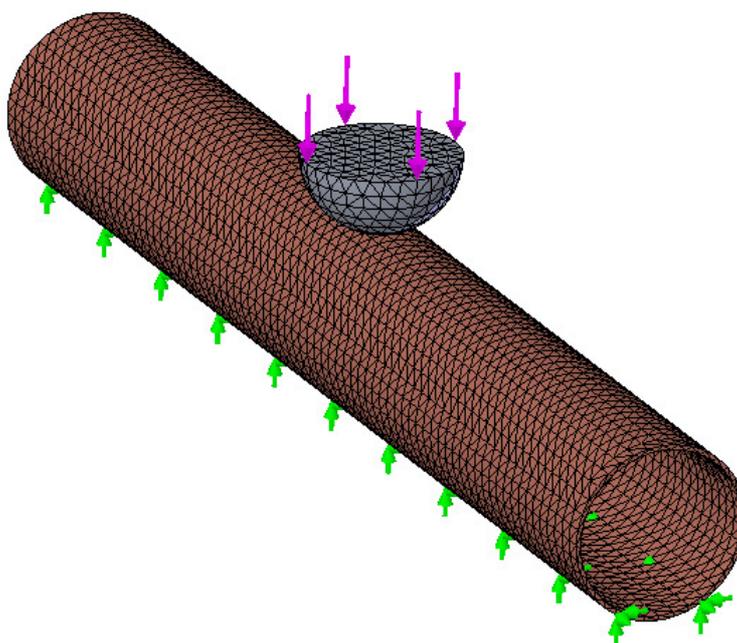


Figura B.5. Malha computacional criada para a simulação do corpo de prova.

Por último é a execução da simulação, visualização e interpretação dos resultados. Por trabalhar com uma ferramenta comercial já desenvolvida, tem-se uma facilidade no desenvolvimento das atividades, mas deve-se ter o

cuidado para não incorrer a erros na entrada dos parâmetros e confundir resultados confiáveis com ilustrações gráficas bonitas, porém errôneas.

B.2 - Resultados da Simulação Numérica

Este tópico apresenta os resultados da simulação de indentação com o uso de elementos sólidos. As simulações numéricas de indentação foram realizadas utilizando um valor de carga de 60 N, visto que para este valor de carga o material está restrito a zona elástica.

Na Figura B.6 é possível visualizar o deslocamento sofrido pelo tubo expandido pela ação do punção indentador. A malha gerada para a simulação do corpo de prova possuía 36304 nós e 18618 elementos.

O módulo de elasticidade utilizado para as simulações foi de 18 GPa, sendo o mesmo obtido pela média do ensaio de tração dos corpos de prova expandidos.

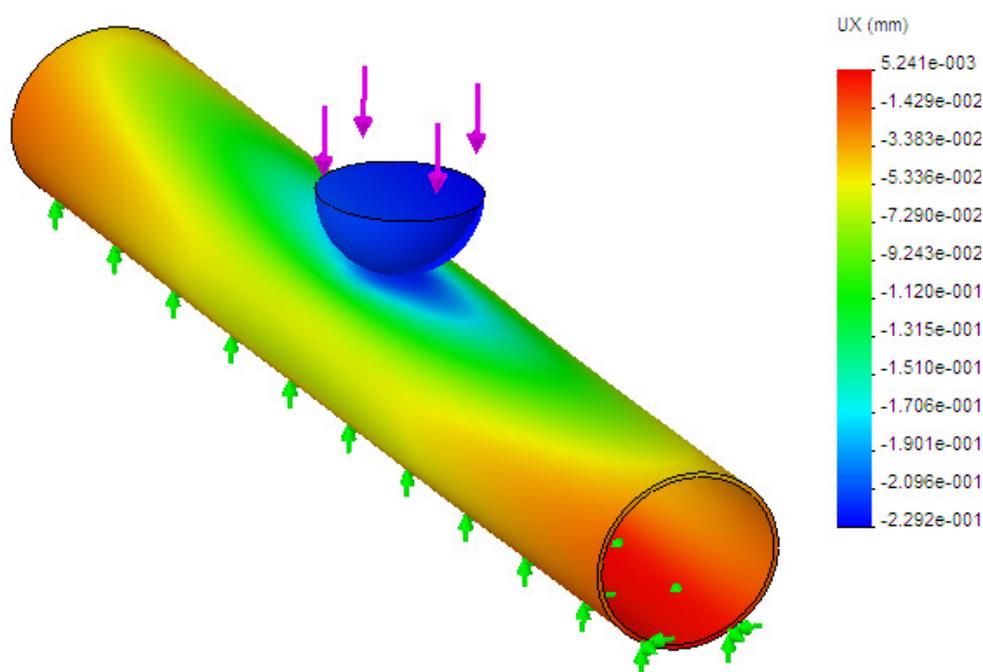


Figura B.6. Simulação do deslocamento sofrido pelo tubo expandido submetido a uma carga de indentação de 60 N.

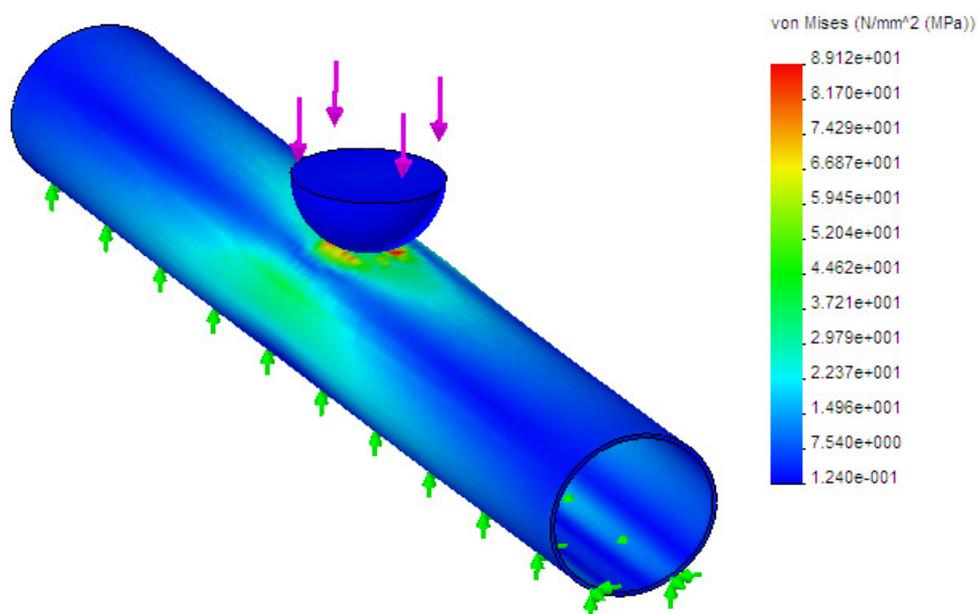


Figura B.7. Simulação da tensão suportada pelo tubo expandido submetido a uma carga de indentação de 60 N.

De acordo com a Figura B.7, os pontos de maior concentração de tensão são no centro do tubo (região em contato com o punção indentador) e nas bordas de inflexões laterais.

A tensão máxima suportada pelo tubo expandido foi de 89,12 MPa, conforme a Figura B.7 da simulação de indentação, valor este que se situa dentro do campo elástico.

Novas simulações foram realizadas considerando o efeito da pressão interna, sendo possível visualizar o deslocamento sofrido pelo tubo pressurizado a 1310,0 kPa (190 psig), pela ação do punção indentador (Figura B.8). A malha gerada para a simulação do corpo de prova possuía 36304 nós e 18618 elementos.

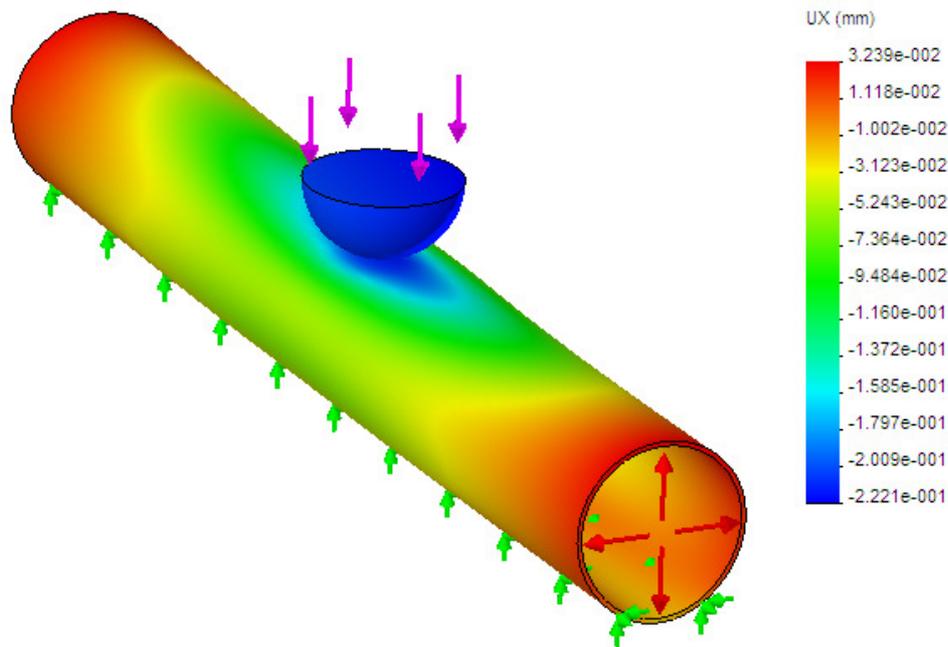


Figura B.8. Simulação do deslocamento sofrido pelo tubo pressurizado com 1310,0 kPa (190 psig), submetido a uma carga de indentação de 60 N.

Na Figura B.9 pode ser visto a tensão suportada pelo tubo pressurizado submetido à indentação de 60 N pelo punção.

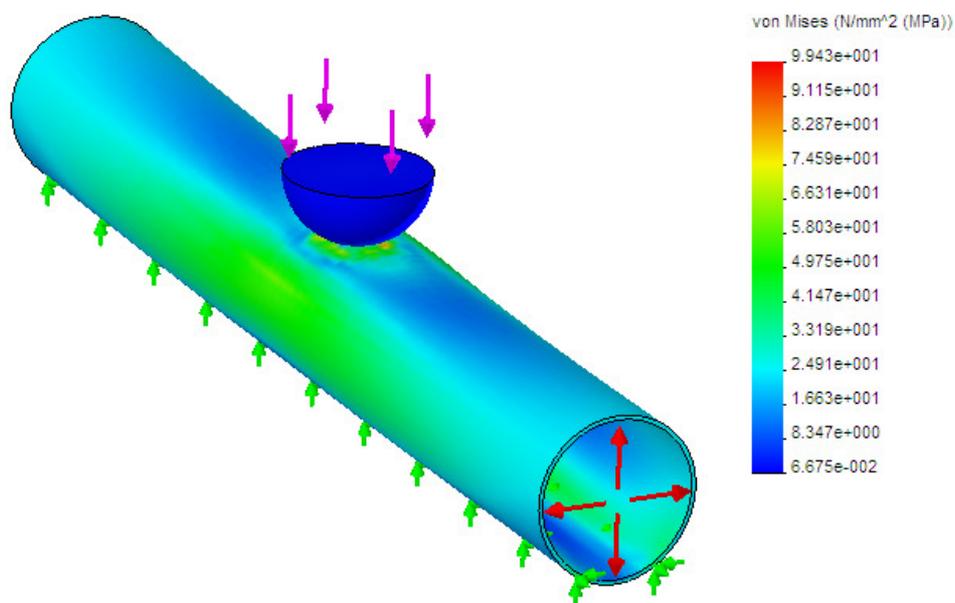


Figura B.9. Simulação da tensão suportada pelo tubo pressurizado com 1310,0 kPa (190 psig), submetido a uma carga de indentação de 60 N.

A máxima tensão suportada pelo tubo pressurizado de acordo com a Figura B.9 foi de 99,43 MPa, ficando abaixo da tensão de escoamento do material para a simulação de indentação pressurizada.

No gráfico da Figura B.10, são mostrados os valores do deslocamento sofrido pelo tubo de cobre em função de força aplicada, a deformação foi considerada no centro da peça.

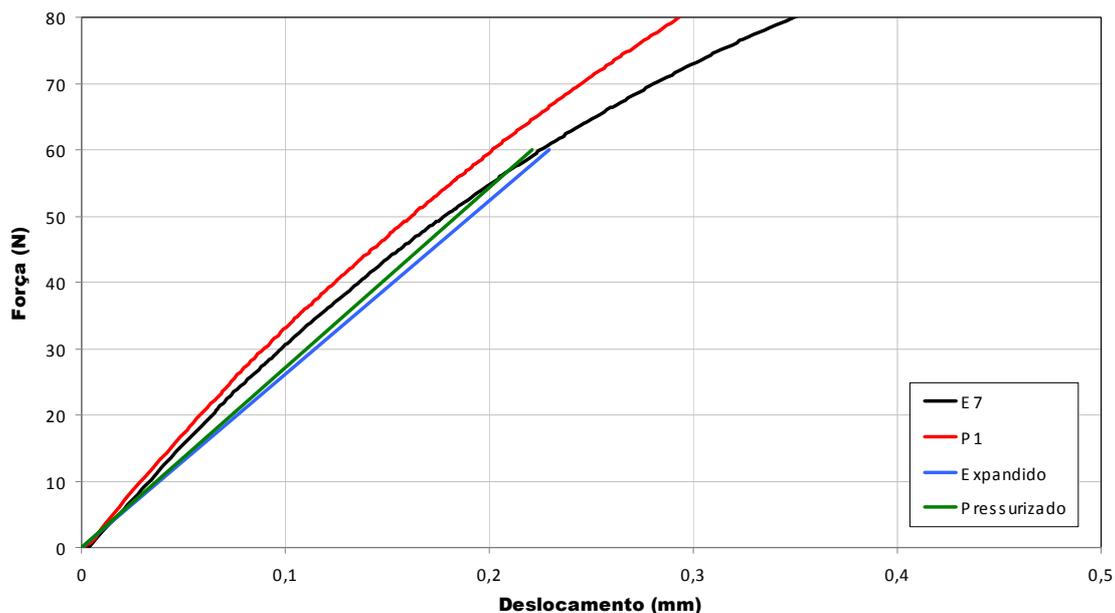
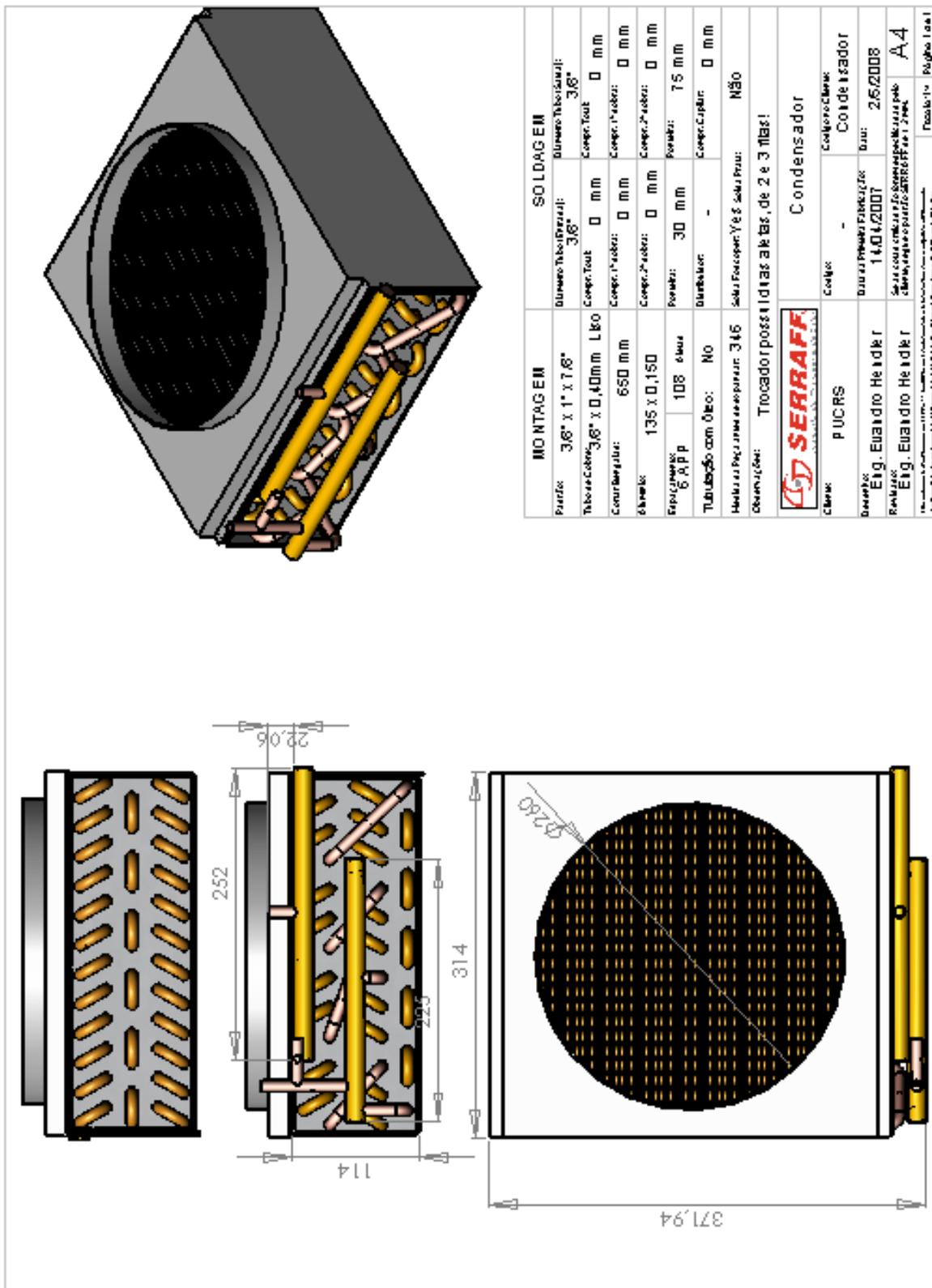


Figura B.10. Comparação dos resultados dos ensaios de indentação com o simulado.

Observa-se uma coerência nos resultados da Figura B.10, sendo visto um incremento na força para o tubo pressurizado em relação ao tubo expandido, pois a ação de uma força normal na superfície interna é uma restrição para o indentador. O software comercial apresentou uma boa concordância com os resultados experimentais no regime elástico, validando esta ferramenta computacional para utilização na simulação.

B.3 - Projeto Completo do Condensador



B.4 - Projeto Completo do Evaporador

MONTAGEM		SOLDAGEM	
Perfil:	5/8"	Diâmetro Tubo/Brasão:	Diâmetro Tubo/Saiazi: 5/8"
Tubo e Cabeça:	5/8" X Ø 40mm L 100	Compr. Total:	Ø mm
Compr. Cabeça:	890 mm	Compr. 1ª Cabeça:	Ø mm
Ø externo:	180 X Ø 100mm	Compr. 2ª Cabeça:	Ø mm
Esp. parede:	15 mm	Compr. 3ª Cabeça:	Ø mm
Tubulação com óleo:	Y & S	Compr. 4ª Cabeça:	Ø mm
Material da Peça / Material do Produto:	Ø	Compr. 5ª Cabeça:	Ø mm
Observações:	NADA CO NESTA		
		trocaador 5.8	
Classe:	PUCRS	Coeficiente:	Evaporador
Desenho:	Eng. Euandro Heidler	Data de Projeto/Revisão:	04/01/2007
Revisão:	Eng. Euandro Heidler	Data:	26/2008
<small>Este documento é propriedade intelectual da SERRAFF Engenharia e não pode ser reproduzido sem a autorização expressa da SERRAFF Engenharia.</small>		Projeto em:	Projeto 1.a.a.1

B.5 - Especificação, Descrição e Incerteza dos Instrumentos do Sistema de Medição

As especificações técnicas foram retiradas dos catálogos dos controladores, e podem ser vistas na Tabela B.1, B.2 e B.3.

- Medição de Temperatura:

Tabela B.1 – Especificações técnicas do controlador de temperatura.

Alimentação	115/230 Vac \pm 10% (50/60 Hz)
Temperatura de controle	-50 a 75 °C
Resolução	0.1 °C entre -10 e 75.0 °C
Corrente máxima de saída	5 A / 250 Vac - 1/8 HP
Dimensões	71 x 28 x 71
Temperatura de operação	0 a 50 °C
Umidade de operação	10% a 90% UR (sem condensação)

- Medição de Pressão:

Tabela B.2 – Especificações técnicas do controlador de pressão.

Alimentação	12 Vdc (com fonte de alimentação externa de 127/220 Vac \pm 10% (50/60 Hz))
Pressão de controle	0 a 3447,4 kPa (0 a 500 psig)
Resolução	6,9 kPa (1 psig)
Corrente máxima de saída	5 A / 250 Vac - 1/8 HP
Dimensões	71 x 28 x 71
Temperatura de operação	0 a 50 °C
Temp. de operação do transdutor	-40 a 125 °C
Umidade de operação	10% a 90% UR (sem condensação)

- Medição de Temperatura e Umidade:

Tabela B.3 – Especificações técnicas do controlador de temperatura e umidade.

Alimentação	115/230 Vac \pm 10% (50/60 Hz)
Temperatura de controle	-10 a 70 °C
Resolução da temperatura	0.1 °C
Umidade de controle	20 a 85% UR
Resolução da umidade	0,1% UR
Corrente máxima de saída	8 A / 250 Vac - 1/4 HP
Dimensões	71 x 28 x 71
Temperatura de operação	0 a 50 °C
Umidade de operação	10 a 90% UR (sem condensação)

B.6 - Certificado de Calibração da Máquina Universal de Ensaio

Emic-Dcame

Laboratório de calibração acreditado pela Cgcre/Inmetro de acordo com a ABNT NBR ISO/IEC 17025, sob o número 197



Certificado de Calibração

número: **542/07**

emissão: 07/08/07

cliente: Pontifícia Universidade Católica do Rio Grande do Sul - PUC RS
Av. Ipiranga, 6681 - Prédio 6 - Paternon - Porto Alegre - RS - CEP: 90619-900

item calibrado: Máquina Universal de Ensaio
identificação: modelo DL2000; NO 5052; NS 089; Marca Emic
escalas calibradas: 50N; 500N; 10kN - Tração e Compressão
procedimento: PQ04 revisão 01 - procedimento baseado na norma NBR NM-ISO 7500

local da calibração: Instalações do Cliente - Faculdade de Odontologia
data da calibração: 25/07/07
temperatura (°C): 18,5 a 18,6
ordem de serviço nº: 469/07

técnico: Joélson Albino Varela

Leonardo Borges Chiaretto
Engenheiro Mecânico

- . Este certificado é válido exclusivamente para o equipamento calibrado nas condições desta ocasião, não sendo estendido a quaisquer outros lotes, mesmo que similares.
- . Este certificado só deve ser reproduzido completo. Reprodução de partes requer aprovação escrita do laboratório.
- . Este certificado atende aos requisitos de acreditação pela Cgcre/Inmetro que avaliou a competência do laboratório e comprovou sua rastreabilidade a padrões nacionais de medida.
- . A incerteza expandida de medição relatada é declarada como a incerteza padrão de medição multiplicada pelo fator de abrangência k , o qual para uma distribuição t com $veff$ graus de liberdade efetivos corresponde a uma probabilidade de abrangência de aproximadamente 95%. A incerteza padrão de medição foi determinada de acordo com a publicação EA-4/02.
- . A Cgcre/Inmetro é signatária do Acordo de Reconhecimento Mútuo da ILAC - International Laboratory Accreditation Cooperation.
- . A Cgcre/Inmetro é signatária do Acordo Bilateral de Reconhecimento Mútuo com a EA - European Co-operation for Accreditation.

RQ 05.1 revisão 08

EMIC - Equipamentos e Sistemas de Ensaio Ltda
Rua Quirino Zagonel, N.º: 257 - Bairro: Braga
CEP: 83020-250 - São José dos Pinhais - PR
Fone: 0XX41-3283-1143 - Fax: 0XX41-3283-2979
E-mail: emic@emic.com.br - WEB-SITE: www.emic.com.br

página 1 de 7

B.7 - Certificado de Calibração da Célula de Carga



Máquinas de Ensaio

Emic-Dcame

Laboratório de calibração acreditado pela Cgcre/Inmetro de acordo com a ABNT NBR ISO/IEC 17025, sob o número 197

Certificado de Calibração

número: **542/07**

emissão: 07/08/07

escala calibrada: 500		unidade: N	sentido: compressão			aceleração da gravidade média gm = 9,78762 m/s ²					
identificação do transdutor: 312610		classificação conforme NBR NM-ISO 7500: Classe 1									
% do fim de escala	VVC	resolução da escala	média das indicações na máquina	erro relativo de exatidão	erro relativo de repetitividade	erro relativo de reversibilidade	resolução relativa	incerteza ±U		graus de liberdade efetivo	fator de abrangência
	N	N	N	%	%	%	%	N	%	v _{eff}	k
10	49,99	0,08	49,963	-0,06	0,16	não solicitado	0,16	0,089	0,18	6	2,52
20	100,00	0,08	99,993	-0,010	0,070	não solicitado	0,080	0,080	0,080	7	2,43
40	200,0	0,3	199,60	-0,20	0,15	não solicitado	0,15	0,34	0,17	10	2,28
60	300,0	0,3	299,70	-0,10	0,10	não solicitado	0,10	0,36	0,12	15	2,18
80	400,0	0,3	399,03	-0,24	0,13	não solicitado	0,08	0,50	0,12	9	2,32
100	500,0	0,3	499,20	-0,16	0,18	não solicitado	0,06	0,93	0,19	4	2,87

erro relativo de zero [%]:	série 1 f ₀ = 0,000	série 2 f ₀ = 0,000	série 3 f ₀ = 0,000				
padrões utilizados na calibração							
padrão	capacidade	identificação	certificado	classe NBR6674	incerteza	calibração	validade
peso padrão	0,1 a 10kg	RF 01 a 13	6006842	não aplicável	±0,30g	17/07/06	17/07/10
peso padrão	1 a 50g	RF 38 a 45	3014262	não aplicável	±0,10mg	04/12/03	04/12/07
célula de carga	2kN	824272-c	69592-101	classe 1	±0,065%	31/01/06	31/03/08

RQ 05.1 revisão 08

EMIC - Equipamentos e Sistemas de Ensaio Ltda
 Rua Quirino Zagonel, N.º: 257 - Bairro: Braga
 CEP: 83020-250 - São José dos Pinhais - PR
 Fone: 0XX41-3283-1143 - Fax: 0XX41-3283-2979
 E-mail: emic@emic.com.br - WEB-SITE: www.emic.com.br

página 5 de 7