



Universidade Federal de Pernambuco
Centro de Tecnologia e Geociências
Departamento de Engenharia Mecânica

Danilo Albuquerque Maciel

**AVALIAÇÃO DO TEMPO DE SHUTDOWN EM LINHAS SUBMARINAS DE
DUTOS PARA TRANSPORTE DE PETRÓLEO**

**RECIFE
2015**

Danilo Albuquerque Maciel

**AVALIAÇÃO DO TEMPO DE SHUTDOWN EM LINHAS SUBMARINAS DE
DUTOS PARA TRANSPORTE DE PETRÓLEO**

Monografia apresentada ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, UFPE, pelo aluno, Danilo Albuquerque Maciel, sob a orientação da Prof.^a D. Sc. Nadège Bouchonneau, como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

**RECIFE
2015**

Catálogo na fonte
Bibliotecária Valdicéa Alves, CRB-4 / 1260

M319a Maciel, Danilo Albuquerque.
Avaliação do tempo de shutdown em linhas submarinas de Dutos para transporte de petróleo / Danilo Albuquerque Maciel - Recife: O Autor, 2015.
110folhas, Il.; Graf.; e Tab.

Orientador: Prof.^a D. Sc. Nadège Bouchonneau

TCC (Graduação) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Curso de Engenharia Mecânica, 2015.
Inclui Referências, Apêndices e Anexos.

1. Engenharia Mecânica. 2. Tubulação. 3. Isolamento térmico. 4. Transporte de petróleo. 5. Shutdown. 6. Método dos elementos finitos. I. Bouchonneau, Nadège. (Orientadora). II. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.)

BCTG/2015-08

Danilo Albuquerque Maciel

**AVALIAÇÃO DO TEMPO DE SHUTDOWN EM LINHAS SUBMARINAS DE
DUTOS PARA TRANSPORTE DE PETRÓLEO**

Monografia apresentada ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, UFPE, pelo aluno, Danilo Albuquerque Maciel sob a orientação da Prof.^a D. Sc. Nadège Bouchonneau, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Data da aprovação: / /

Banca Examinadora:

Orientadora
(Nadège Sophie Bouchonneau da Silva, D. Sc., UFPE)

Examinador
(Paulo Roberto Maciel Lyra, P.hD, UFPE)

Examinador
(Silvana Maria Bastos Afonso da Silva, D. Sc., UFPE)

AGRADECIMENTOS

Dedico este trabalho aos meus pais e familiares, pessoas que estão sempre ao meu lado, apoiando nos meus estudos, nas minhas escolhas e fazendo a minha vida mais feliz a cada dia.

Dedico aos meus professores e coordenadores, os quais sempre me ajudaram durante o curso e aos meus colegas de classe, que me apoiaram nessa jornada.

Agradeço à Prof.^a D. Sc. Nadège Bouchonneau, pela dedicação, por acreditar no tema desenvolvido e pela orientação no trabalho de conclusão do curso.

Agradeço ao estimado Prof. D. Sc. Maurílio José dos Santos, pela sua demonstração de dedicação e paciência, e pela ajuda que me deu no início dessa jornada.

E principalmente a DEUS, que foi quem mais ajudou e esteve sempre ao meu lado.

“Há apenas um caminho para a grandeza humana: através da escola das pancadas fortes”.

Albert Einstein

RESUMO

As águas ultra profundas (de até 3000 m) e o “pré-sal” são a próxima fronteira para a exploração de petróleo *offshore* (em alto mar) no Brasil. Para isso, se faz necessário o uso de dutos, os quais tenham resistência em longo prazo (durabilidade de cerca de 25 anos) às solicitações mecânicas e do ambiente marinho. Um dos pontos mais importantes dos dutos é o isolamento térmico da estrutura para evitar a formação de hidratos e incrustações de parafina no interior do duto, os quais interferem no escoamento do fluido.

O plano de manutenção (*rush-to-repair*) de uma linha de tubulação submarina de transporte de petróleo pode acarretar no *shutdown* (desligamento) da linha, ou seja, na parada do escoamento de fluido. Durante o *shutdown*, a temperatura do petróleo tende a decrescer continuamente e as moléculas pesadas a se cristalizar (ou agregar), suspendendo-se no petróleo, o que pode reforçar a sua interação e aumentar a viscosidade do mesmo, até formar uma estrutura em rede (composto parafínico), podendo congelar a linha.

Uma vez que a linha esteja incrustada durante o *shutdown*, será necessário um procedimento de injeção de pressão (ou solvente) para desbloqueá-la e reiniciar (*restart*) o escoamento. Porém, caso essa fique completamente congelada, estará perdida, sendo necessário o lançamento de uma nova linha como *by-pass*, o que custará milhões de reais. Por isso, é importante a realização de estudos experimentais e computacionais do comportamento de linhas de transporte de petróleo submetidas a um *shutdown*, e a avaliação do tempo necessário para se chegar a temperaturas críticas de congelamento (*shutdown time*), com o intuito de apresentar uma proposta de reinício seguro, eficaz e econômico para a linha.

Assim, este trabalho foi realizado com o objetivo de se analisar a distribuição de temperatura de uma linha de tubulação com isolamento térmico constituído de revestimento multicamada durante seu período de reinício (regime transiente), de serviço (regime permanente) e de *shutdown*, e se estimar o tempo necessário para que essa chegue a temperaturas críticas durante o *shutdown* de aproximadamente 40 °C, quando se intensifica a formação de parafina no interior do duto, e 25 °C, quando se inicia o congelamento do duto.

Para tal, foram conduzidas simulações com o Método dos Elementos Finitos (MEF) através do *software* COMSOL Multiphysics 4.4, comparando os resultados numéricos com os obtidos durante testes experimentais de dutos industriais e previsões dos modelos relacionados na bibliografia.

Com isso, verificou-se que em cerca de 7 h de parada (*shutdown*), numa linha submarina de transporte de petróleo, ocorrerá a intensificação na formação de compostos parafínico, dificultando o processo de reinício (*restart*) da linha, e em cerca de 13 h e 30 min, se iniciará o congelamento, impossibilitando os métodos tradicionais de reinício, baseados na injeção de fluido a alta pressão. Logo, tais condições devem ser previstas nos planos de manutenção e reinício das linhas submarinas, para garantir que o procedimento tomado seja seguro, eficaz e econômico.

Palavras-chave: Tubulação. Isolamento térmico. Transporte de petróleo. *Shutdown*. Método dos elementos finitos.

ABSTRACT

The ultra-deep waters (up to 3000 m) and the "pre-salt" are the next frontier for exploration of the offshore oil in Brazil. For this, the use of pipelines, which have long-term resistance (durability about 25 years) to the mechanical and environmental conditions, is required. One of the most important points is the thermal insulation of the structure to prevent hydrate and paraffinic compound formation inside the pipe, which affects the fluid flow.

The maintenance plan or rush-to-repair of a hot oil pipeline may result in the shutdown of the pipeline, in other words, in the stop of the flow. During the shutdown, the temperature of the oil tends to decrease continuously, and the heavy molecules will crystallize (or aggregate) and suspend from the oil, which can enhance their interaction and increase the viscosity of the oil, and even form a network structure (paraffinic compound) or freeze the production line.

Once the line is incrustated during the shutdown, a procedure of injection pressure (or solvent) will be required to unlock it and restart the flow. However, if this is completely frozen, will be lost, requiring the launch of a new line as bypass, which will cost millions of dollars. Therefore, it is important to conduct experimental and computational studies to analyze and better understand the behavior of lines submitted to a shutdown of the production and the evaluation of the time required to reach critical freezing temperatures (shutdown time), in order to present a safe, effective and economic proposal for the restart of the production.

This work will be carried out in order to analyze the temperature distribution in an insulated pipeline during its restart (transient state), work (steady state) and shutdown, and estimate the time required to reach the critical temperature of approximately 40 and 25 °C during the shutdown.

Therefore, simulations with the Finite Element Method (FEM) were performed using COMSOL Multiphysics 4.4, and the numerical results were compared with those obtained experimentally and numerically in the literature.

Thus, it was verified that in about 7 h of shutdown, in a submarine line for oil transport, there will be intensified in the formation of paraffinic compounds, hindering the restart process of the line, and about 13 h 30 min, freezing starts, preventing the traditional methods of restart, based on the high-pressure injection fluid. Therefore, these conditions must be provided in the maintenance and restart plans of subsea lines, to ensure that the procedure taken is safe, effective and economical.

Keywords: Pipeline. Thermal insulation. Oil transport. Shutdown. Finite element method.

LISTA DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 1 - Ilustração da exploração de petróleo submarina..... | 15 |
| Figura 2 - Duto submarino com isolamento térmico multicamadas..... | 16 |
| Figura 3 - Exemplos de dutos obstruídos por parafina..... | 17 |
| Figura 4 - Exemplo de simulação da temperatura de superfície de um duto com isolamento térmico de multicamadas no software COMSOL Multiphysics..... | 18 |
| Figura 5 - Gráfico qualitativo do custo do isolamento térmico pela espessura..... | 26 |
| Figura 6 - Equações empíricas empregadas no cálculo do calor perdido pela tubulação..... | 26 |
| Figura 7 - Exemplo de diagrama tensão-deformação..... | 28 |
| Figura 8 - Elemento cúbico de volume unitário submetido a uma pressão hidrostática uniforme..... | 30 |
| Figura 9 - Deformações de um elemento de volume do material..... | 31 |
| Figura 10 - Envelope de falha de Von Mises..... | 32 |
| Figura 11 - Modelo em elementos finitos de um tubo flexível..... | 34 |
| Figura 12 - Modelo pelo MEF de um tubo flexível com carregamento de pressão..... | 37 |
| Figura 13 - Modelo pelo MEF de um tubo flexível com condição de contorno de restrição do tipo “engaste”..... | 38 |
| Figura 14 - Distribuição de temperatura cinco dias após o shutdown do duto com 0.944 m de isolamento..... | 39 |
| Figura 15 - Comparação entre as curvas tensão-deformação experimentais (pontos) e numéricas (linhas contínuas) obtidas durante os ensaios de fluência com diferentes temperaturas..... | 39 |
| Figura 16 - Ilustração da seção de um cabo submarino e de sua análise de tensão..... | 40 |
| Figura 17 - Comparação entre as temperaturas experimentais (pontos) e numéricas (linhas contínuas) durante o teste a 300 bar, com fonte de calor interna de: (a) 120W, (b) 240 W..... | 41 |
| Figura 18 - Criação do protótipo instrumentado no tanque hiperbárico..... | 44 |
| Figura 19 - Representação esquemática da seção de duto com isolamento durante os testes..... | 44 |
| Figura 20 - Ilustração do protótipo instrumentado..... | 45 |
| Figura 21 - Representação esquemática da localização dos sensores de instrumentação..... | 46 |
| Figura 22 - Sequências de teste empregadas..... | 47 |
| Figura 23 - Distribuições de (a) temperatura (K) e (b) deformação (m) do duto em estado estacionário de trabalho à 300bar/120W (modelo baseado em convecção interna)..... | 49 |
| Figura 24 - Condições de contorno e malha para o duto com isolamento térmico de múltiplas camadas no modelo inicial..... | 51 |
| Figura 25 - Distribuições de temperatura, deslocamento e tensão com deformação em escala de 20000:1 (esquerda para direita - 1 bar e 120 W)..... | 53 |

| | |
|--|----|
| Figura 26 - Distribuições de temperatura, deslocamento e tensão com deformação em escala de 20000:1 (esquerda para direita - 1 bar e 240 W). | 53 |
| Figura 27 - Distribuições de temperatura, deslocamento e tensão com deformação em escala de 200:1 (esquerda para direita - 300 bar e 120 W). | 54 |
| Figura 28 - Distribuições de temperatura, deslocamento e tensão com deformação em escala de 200:1 (esquerda para direita - 300 bar e 240 W). | 54 |
| Figura 29 - Gráfico de comparação entre as temperaturas simuladas e experimentais durante o teste a 1 bar e 120 W. | 56 |
| Figura 30 - Gráfico de comparação entre as temperaturas simuladas e experimentais durante o teste a 1 bar e 240 W. | 56 |
| Figura 31 - Gráfico de comparação entre as temperaturas simuladas e experimentais durante o teste a 300 bar e 120 W. | 57 |
| Figura 32 - Gráfico de comparação entre as temperaturas simuladas e experimentais durante o teste a 300 bar e 240 W. | 58 |
| Figura 33 - Gráfico de comparação entre as temperaturas otimizadas e experimentais durante o teste a 300 bar e 120 W. | 59 |
| Figura 34 - Gráfico de comparação entre as temperaturas otimizadas e experimentais durante o teste a 300 bar e 240 W. | 60 |
| Figura 35 - Condições de contorno e malha para o duto com isolamento térmico de múltiplas camadas no modelo aperfeiçoado. | 61 |
| Figura 36 - Distribuições de temperatura, deslocamento e tensão com deformação em escala de 20000:1, do modelo aperfeiçoado (esquerda para direita - 1 bar e 120 W). | 63 |
| Figura 37 - Distribuições de temperatura, deslocamento e tensão com deformação em escala de 20000:1, do modelo aperfeiçoado (esquerda para direita - 1 bar e 240 W). | 63 |
| Figura 38 - Distribuições de temperatura, deslocamento e tensão com deformação em escala de 200:1, do modelo aperfeiçoado (esquerda para direita - 300 bar e 120 W). | 64 |
| Figura 39 - Distribuições de temperatura, deslocamento e tensão com deformação em escala de 200:1, do modelo aperfeiçoado (esquerda para direita - 300 bar e 240 W). | 64 |
| Figura 40 - Gráfico de comparação entre as temperaturas simuladas do modelo aperfeiçoado e experimentais durante o teste a 1 bar e 120 W. | 66 |
| Figura 41 - Gráfico de comparação entre as temperaturas simuladas do modelo aperfeiçoado e experimentais durante o teste a 1 bar e 240 W. | 66 |
| Figura 42 - Gráfico de comparação entre as temperaturas simuladas do modelo aperfeiçoado e experimentais durante o teste a 300 bar e 120 W. | 67 |
| Figura 43 - Gráfico de comparação entre as temperaturas simuladas do modelo aperfeiçoado e experimentais durante o teste a 300 bar e 240 W. | 68 |
| Figura 44 - Contorno da análise do fluxo de calor perdido. | 69 |
| Figura 45 - Gráfico do fluxo de calor perdido por todo conector no modelo aperfeiçoado de 120 W e 300 bar. | 69 |
| Figura 46 - Gráfico do fluxo de calor perdido por todo conector e pela tampa de PTFE no modelo aperfeiçoado de 120 W e 300 bar. | 70 |

| | |
|--|----|
| Figura 47 - Gráfico do fluxo de calor perdido por todo conector no modelo aperfeiçoado de 240 W e 300 bar..... | 71 |
| Figura 48 - Gráfico do fluxo de calor perdido por todo conector e pela tampa de PTFE no modelo aperfeiçoado de 240 W e 300 bar. | 71 |
| Figura 49 - Comparação entre as temperaturas simuladas do modelo de validação e experimentais durante o resfriamento no teste a 1 bar e 240 W..... | 72 |
| Figura 50 - Comparação entre as temperaturas simuladas do modelo de validação e experimentais durante o resfriamento no teste a 300 bar e 240 W..... | 73 |
| Figura 51 - Comparação entre as temperaturas simuladas do modelo otimizado e experimentais durante o resfriamento no teste a 300 bar e 240 W. | 74 |
| Figura 52 - Comparação entre as temperaturas simuladas do modelo aperfeiçoado e experimentais durante o resfriamento no teste a 1 bar e 240 W..... | 75 |
| Figura 53 - Comparação entre as temperaturas simuladas do modelo aperfeiçoado e experimentais durante o resfriamento no teste a 300 bar e 240 W..... | 75 |
| Figura 54 - Gráfico de comparação do erro percentual dos modelos nas regiões estudadas. .. | 76 |
| Figura 55 - Janela inicial do COMSOL Multiphysics 4.4..... | 83 |
| Figura 56 - Janela de seleção do tipo do modelo..... | 83 |
| Figura 57 - Janela de seleção das físicas abordadas no estudo..... | 84 |
| Figura 58 - Janela de seleção do tipo de estudo a ser realizado. | 84 |
| Figura 59 - Função de geometria tipo retângulo. | 85 |
| Figura 60 - Opção de duplicação..... | 86 |
| Figura 61 - Função de união de geometrias..... | 86 |
| Figura 62 - Janela da função união..... | 87 |
| Figura 63 - Geometria final. | 87 |
| Figura 64 - Função de criação de um novo material. | 88 |
| Figura 65 - Aplicação das equações das propriedades da espuma sintática..... | 89 |
| Figura 66 - Domínio dos materiais aplicados..... | 89 |
| Figura 67 - Condição de contorno de carregamento superficial..... | 90 |
| Figura 68 - Condição de contorno de deslocamento prescrito. | 91 |
| Figura 69 - Condição de contorno de deslocamento prescrito. | 92 |
| Figura 70 - Condição inicial de temperatura. | 93 |
| Figura 71 - Condição de contorno de temperatura. | 93 |
| Figura 72 - Condição de contorno convecção. | 94 |
| Figura 73 - Malha grossa gerada automaticamente pelo COMSOL Multiphysics 4.4..... | 95 |
| Figura 74 - Customização da malha. | 96 |
| Figura 75 - Refinamento de malha no contorno. | 96 |
| Figura 76 - Configuração do estudo transitório..... | 97 |

| | |
|---|-----|
| Figura 77 - Configuração do estudo transitório (continuação)..... | 98 |
| Figura 78 - Opção de computar estudo..... | 98 |
| Figura 79 - Configuração do gráfico de distribuição de temperatura..... | 99 |
| Figura 80 - Opção de avaliação de temperatura em pontos..... | 100 |
| Figura 81 - Opção de exportação de dados..... | 100 |
| Figura 82 - Opção de integração em linha..... | 101 |
| Figura 83 - Seleção da função a ser integrada..... | 101 |
| Figura 84 - Contorno de integração..... | 102 |
| Figura 85 - Desenho da usinagem do protótipo..... | 103 |
| Figura 86 - Desenho da usinagem das tampas metálicas..... | 104 |
| Figura 87 - Desenho da usinagem das tampas metálicas (continuação)..... | 105 |
| Figura 88 - Desenho da usinagem das tampas de PTFE..... | 106 |
| Figura 89 - Desenho da usinagem das tampas de PTFE (continuação)..... | 107 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|--|-----|
| Tabela 1 - Alguns tipos de elementos aplicados no MEF para mecânica dos sólidos. | 35 |
| Tabela 2 - Pressão necessária para o reinício de acordo com o óleo, o tempo e temperatura de shutdown..... | 38 |
| Tabela 3 - Composição do duto industrial com isolamento térmico de cinco camadas. | 42 |
| Tabela 4 - Propriedades térmicas e mecânicas dos materiais do duto. | 43 |
| Tabela 5 - Detalhes de cada passo do procedimento de teste. | 48 |
| Tabela 6 - Condições de contorno e iniciais para cada teste e etapa principal. | 52 |
| Tabela 7 - Erro do modelo inicial. | 58 |
| Tabela 8 - Novas condições de contorno para cada teste e etapa principal. | 62 |
| Tabela 9 - Erro do modelo aperfeiçoado e comparação com o modelo inicial. | 68 |
| Tabela 10 - Comparação dos tempos crítico de <i>shutdown</i> nos modelos. | 77 |
| Tabela 11 - Comparação dos tempos crítico de <i>shutdown</i> nos modelos. | 86 |
| Tabela 12 - Propriedades termomecânicas dos materiais. | 88 |
| Tabela 13 - Condições iniciais e de contorno. | 92 |
| Tabela 14 - Condições iniciais e de contorno (continuação). | 92 |
| Tabela 15 - Cálculo do coeficiente de convecção (120 W e 1 bar). | 108 |
| Tabela 16 - Cálculo do coeficiente de convecção (240 W e 1 bar). | 109 |
| Tabela 17 - Cálculo do coeficiente de convecção (120 W e 300 bar). | 109 |
| Tabela 18 - Cálculo do coeficiente de convecção (240 W e 300 bar). | 110 |

LISTA DE QUADROS

| | |
|---|----|
| Quadro 1 - Materiais comumente empregados para o isolamento térmico. | 25 |
| Quadro 2 - Espessuras consagradas pelo uso em isolamentos térmicos..... | 27 |

SUMÁRIO

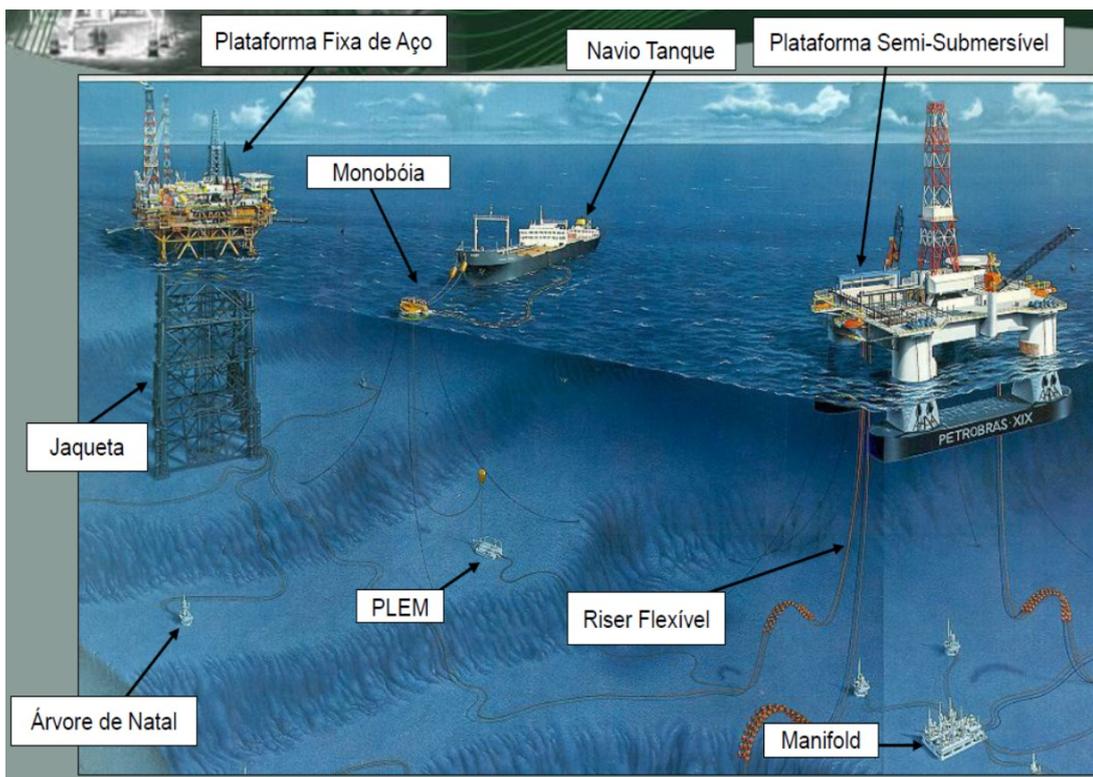
| | |
|--|----|
| 1. INTRODUÇÃO | 15 |
| 1.1 Delimitação do problema | 17 |
| 1.2 Justificativa | 17 |
| 1.3 Objetivos do trabalho | 18 |
| <i>1.3.1 Objetivo geral</i> | 18 |
| <i>1.3.2 Objetivos específicos</i> | 19 |
| 2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA | 20 |
| 2.1 Mecanismos de transferência de calor | 20 |
| <i>2.1.1 Condução</i> | 20 |
| <i>2.1.2 Condução em regime estacionário: caso de uma estrutura cilíndrica de multicamadas</i> | 21 |
| <i>2.1.3 Convecção</i> | 21 |
| <i>2.1.4 Convecção no estudo de uma estrutura cilíndrica de multicamadas</i> | 22 |
| <i>2.1.5 Radiação</i> | 23 |
| 2.2 Isolamento térmico em tubulações | 24 |
| <i>2.2.1 Finalidades e empregos gerais dos isolamentos térmicos</i> | 24 |
| <i>2.2.2 Materiais empregados nos isolamentos térmicos</i> | 25 |
| <i>2.2.3 Espessura dos isolamentos térmicos</i> | 26 |
| 2.3 Propriedades mecânicas | 27 |
| <i>2.3.1 Módulo de elasticidade</i> | 28 |
| <i>2.3.2 Coeficiente de Poisson e lei de Hooke generalizada</i> | 28 |
| <i>2.3.3 Módulo de rigidez ou elasticidade transversal</i> | 29 |
| <i>2.3.4 Módulo de compressibilidade volumétrica</i> | 29 |
| <i>2.3.5 Teoria da energia de distorção máxima</i> | 30 |
| 2.4 Análise pelo Método dos Elementos Finitos | 32 |
| <i>2.4.1 Apresentação geral do método dos elementos finitos</i> | 32 |
| <i>2.4.2 Limitações do método dos elementos finitos</i> | 34 |
| <i>2.4.3 Geometrias dos elementos</i> | 35 |
| <i>2.4.4 Geração de malha</i> | 35 |
| <i>2.4.5 Aplicação de cargas</i> | 36 |
| <i>2.4.5 Condições de contorno</i> | 37 |
| 2.5 Trabalhos recentes da área e posicionamento do projeto | 38 |
| 3. METODOLOGIA | 42 |

| | |
|--|-----|
| 3.1 Experimento do duto com isolamento térmico de multicamadas | 42 |
| 3.1.1 <i>Estrutura do duto</i> | 42 |
| 3.1.2 <i>As propriedades dos materiais</i> | 42 |
| 3.1.3 <i>Testes experimentais</i> | 43 |
| 3.1.4 <i>Instalações experimentais</i> | 43 |
| 3.1.5 <i>Equipamento empregado</i> | 45 |
| 3.3.6 <i>Instrumentação utilizada</i> | 46 |
| 3.3.7 <i>Procedimentos de teste</i> | 47 |
| 3.2 Modelagem Numérica | 48 |
| 3.2.1 <i>Considerações e aperfeiçoamento do modelo</i> | 48 |
| 4. DADOS, MODELOS E RESULTADOS | 51 |
| 4.1 Validação do modelo inicial | 51 |
| 4.1.1 <i>Condições iniciais e de contorno do modelo inicial</i> | 51 |
| 4.1.2 <i>Resultados no estado estacionário do modelo inicial</i> | 52 |
| 4.1.3 <i>Resultados numéricos do modelo inicial no estado transitório e comparação com os resultados experimentais</i> | 55 |
| 4.1.4 <i>Otimização dos resultados de validação à 300 bar</i> | 59 |
| 4.2 Aperfeiçoamento do modelo | 60 |
| 4.2.1 <i>Novas condições iniciais e de contorno</i> | 60 |
| 4.2.2 <i>Resultados no estado estacionário do modelo aperfeiçoado</i> | 62 |
| 4.2.3 <i>Resultados numéricos do modelo aperfeiçoado no estado transitório e comparação com os resultados experimentais</i> | 65 |
| 4.2.4 <i>Análise do fluxo de calor perdido no conector e na tampa de PTFE</i> | 69 |
| 4.3 Avaliação do tempo crítico de shutdown | 72 |
| 4.3.1 <i>Comparação dos resultados numéricos com os experimentais</i> | 72 |
| 4.3.2 <i>Determinação e comparação do tempo de resfriamento até 40 e 25 °C</i> | 76 |
| 5. CONSIDERAÇÕES FINAIS | 78 |
| 5.1 Conclusão | 78 |
| 5.2 Sugestões para trabalhos futuros | 79 |
| REFERÊNCIAS | 81 |
| APÊNDICE A - TUTORIAL PARA RECRIAÇÃO DO MODELO APERFEIÇOADO NO COMSOL MULTIPHYSICS | 83 |
| ANEXO A - DESENHOS DE DETALHAMENTO DA USINAGEM DO DUTO, E DAS TAMPAS METÁLICA E ISOLANTE PARA FABRICAÇÃO DO PROTÓTIPO | 103 |
| ANEXO B - CÁLCULO DA CONVECÇÃO INTERNA DO AR NA TAMPA METÁLICA | 108 |

1. INTRODUÇÃO

Ultimamente, com a descoberta do “pré-sal” (novas reservas de hidrocarbonetos), a indústria petrolífera brasileira está olhando para novas perspectivas de exploração e produção localizadas em águas profundas (entre 500 e 1500 m) e ultra profundas (entre 1500 e 3000 m). Assim, um dos projetos mais desafiadores atualmente na indústria do petróleo consiste em explorar os recursos em grandes profundidades, onde as infraestruturas de produção são submetidas a altas pressões hidrostáticas (até 300 bar - pressão equivalente a uma coluna d’água de 3000 m) e temperaturas externas baixas (cerca de 4 °C a 3000 m de profundidade) (BOUCHONNEAU *et al.*, 2010). A figura 1 ilustra esquematicamente o processo de exploração *offshore* de petróleo.

Figura 1 - Ilustração da exploração de petróleo submarina.



Fonte: Fumagalli, 2013.

Com isso, para limitar as perdas de calor nas linhas de tubulação submarinas, e assim evitar a formação de hidratos e incrustações de parafina dentro das linhas, sob tais condições de pressão e temperatura, mesmo durante as paradas de produção (*shutdown*), os tubos precisam ser isolados termicamente. Um dos tipos mais eficientes de isolamento térmico é a aplicação de um revestimento de camadas múltiplas feito de vários materiais de diferentes espessuras empregados diretamente na superfície externa do duto de aço.

Os materiais isolantes utilizados atualmente em dutos com isolamento térmico multicamadas para aplicações em alta profundidade incluem polímeros e espumas sintáticas, compostas de microesferas de vidro ocas imersas em uma matriz polimérica de polipropileno. Estes materiais devem combinar a função de isolamento térmico e possuir baixa reatividade no ambiente marinho, enquanto proporcionam boa resistência à compressão (LEFEBVRE *et al.*, 2009).

Sendo assim, a maioria dos estudos realizados neste domínio foi feita em amostras pequenas, com o intuito de avaliar o desempenho do material, sob condições representativas de pressão, temperatura e meios de envelhecimento. Até agora, apenas alguns estudos experimentais recentes lidam com a avaliação de desempenho térmico de dutos com isolamento térmico de multicamadas em grande escala submetidos a condições severas de pressão hidrostática. Um exemplo de duto com isolamento térmico multicamadas é apresentado na figura 2.

Figura 2 - Duto submarino com isolamento térmico multicamadas.



Fonte: Bouchonneau *et al.*, 2007.

Neste trabalho, testes experimentais realizados em um duto industrial submetido a altas pressões hidrostática (até 300 bar) foram simulados pelo Método dos Elementos Finitos (MEF) no *software* COMSOL Multiphysics 4.4, a fim de se estudar o desempenho térmico da estrutura de múltiplas camadas em condições de serviço em águas ultra profundas. Com isso, os resultados obtidos foram avaliados em comparação com os apresentados na bibliografia.

A comparação entre as simulações e os resultados experimentais será apresentada e discutida, de forma a contribuir com a caracterização das propriedades e desempenho térmico do duto com isolamento térmico de multicamadas estudado. Logo, tem-se aqui o intuito de desenvolver um modelo satisfatório, o qual possa prever o comportamento termomecânico do duto submetido a condições de serviço em águas ultra profundas, e assim, determinar se o sistema de revestimento está bem adaptado ao campo de atuação.

1.1 Delimitação do problema

O plano de manutenção (*rush-to-repair*) de uma linha de tubulação submarina de transporte de petróleo pode acarretar no *shutdown* (desligamento) da linha, ou seja, na parada do escoamento de fluido. Durante o *shutdown*, a temperatura do petróleo tende a decrescer continuamente e as moléculas pesadas a se cristalizar (ou agregar), suspendendo-se no petróleo, o que pode reforçar a sua interação e reduzir a fluidez do mesmo, até formar uma estrutura em rede (composto parafínico) ou obstruir e congelar a linha (YANG, 2011). Uma vez que a linha esteja incrustada durante o *shutdown*, será necessário um procedimento de injeção de pressão (ou solvente) para desbloqueá-la e reiniciar (*restart*) o escoamento. Porém, caso essa fique completamente congelada, estará perdida, sendo necessário o lançamento de uma nova linha como *by-pass*, o que custará milhões de reais.

1.2 Justificativa

O congelamento de uma linha submarina certamente afetará a operação normal e irá trazer enormes prejuízos econômicos, como no caso do oleoduto de superfície com 9 km de comprimento total localizado no leste da Venezuela, o qual foi completamente bloqueado por asfaltenos depositados na linha. O custo de reabertura e limpeza da linha foi de aproximadamente US\$ 1,5 milhões, e o método extremamente complexo (TORRES, 2005). Alguns exemplos de dutos obstruídos pela formação de parafina durante a parada de produção são apresentados na figura 3.

Figura 3 - Exemplos de dutos obstruídos por parafina.



Fonte: Bismal Energy Limited (2011).

Outro exemplo é a linha de tubulação de *Zhongyvin*, a qual sofreu um bloqueio devido à formação de parafina entre as estações *Daba* e *Yinchuan* em 2009. Neste caso, o método de reabertura da linha foi encerrar a seção prejudicada e colocar uma linha paralela a essa (*by-pass*), o que demorou cerca de 60 h para que se pudesse retomar a operação (WANG, 2010).

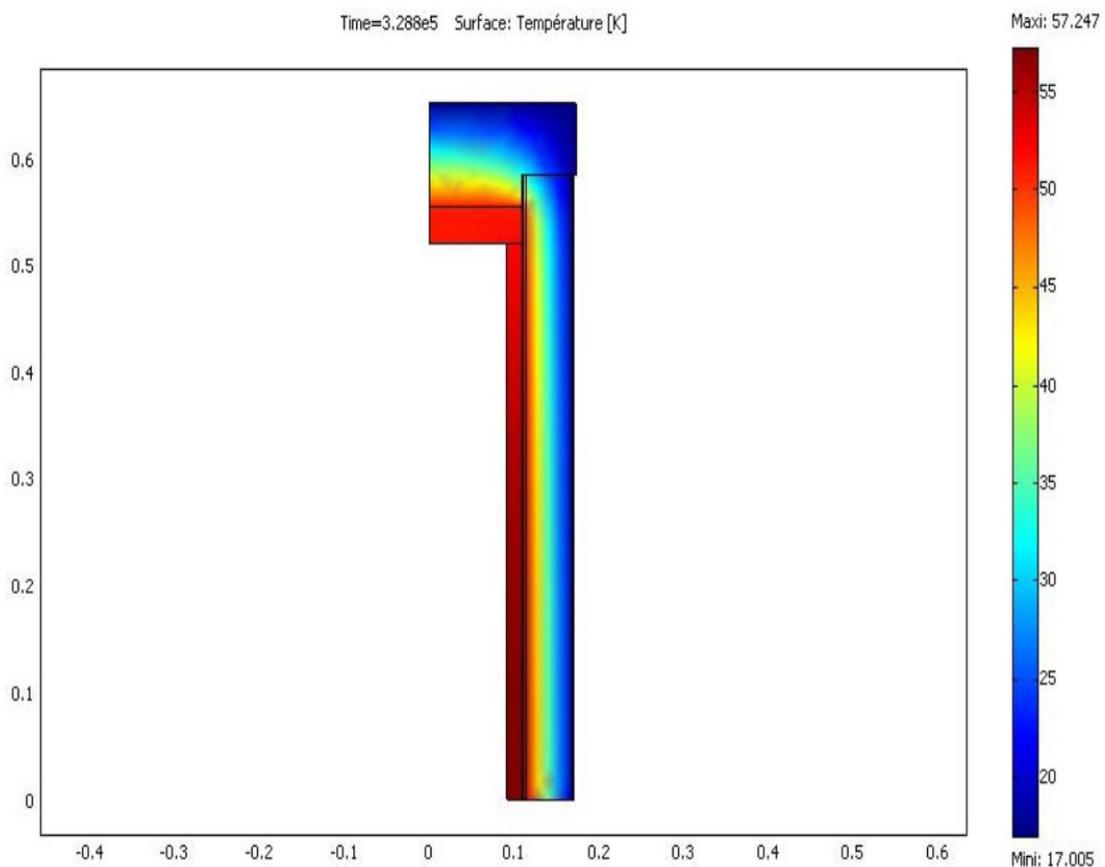
Por isso, é importante a realização de estudos experimentais e computacionais do comportamento de linhas de transporte de petróleo submetidas a um *shutdown*, e a avaliação do tempo necessário para se chegar a temperaturas críticas de congelamento (*shutdown time*), com o intuito de apresentar uma proposta de reinício seguro, eficaz e econômico para a linha.

1.3 Objetivos do trabalho

1.3.1 Objetivo geral

O objetivo principal desse trabalho é desenvolver um modelo numérico satisfatório, o qual possa prever o comportamento termomecânico de dutos com isolamento térmico de multicamadas submetidos a condições de serviço em águas ultra profundas (ver figura 4), e assim, determinar o tempo crítico de *shutdown* da linha de acordo com o campo de operação.

Figura 4 - Exemplo de simulação da temperatura de superfície de um duto com isolamento térmico de multicamadas no software COMSOL Multiphysics.



Fonte: Bouchonneau *et al.*, 2007.

1.3.2 Objetivos específicos

O trabalho possui os seguintes objetivos específicos:

- Criar um modelo do duto com isolamento térmico de multicamadas pelo Método dos Elementos Finitos no software COMSOL Multiphysics coerente com o encontrado na literatura;
- Comparar os resultados obtidos com os abordados na literatura, com o intuito de validar o modelo;
- Aperfeiçoar o modelo realizado para que este obtenha resultados mais próximos dos resultados experimentais;
- Comparar os novos resultados com os experimentais, inferindo se o modelo é satisfatório;
- Avaliar o comportamento do duto testado durante um *shutdown* (resfriamento) para todos os modelos criados, comparando com os resultados experimentais;
- Estimar o tempo necessário para se chegar a temperaturas críticas durante um *shutdown*, através da avaliação do resfriamento dos modelos;
- Concluir sobre as análises feitas e apresentar sugestões para trabalhos posteriores.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Sob as condições de serviço em águas profundas e ultra profundas, os materiais estarão sujeitos a múltiplas solicitações como, por exemplo, transferência de calor (por convecção e condução prioritariamente), carregamentos mecânicos (pressão interna, tração, compressão, flexão, etc.) e difusão de água, as quais podem ser acopladas (BOUCHONNEAU *et. al.*, 2007). Descrevem-se neste capítulo os diversos fenômenos físicos, os quais podem ocorrer, focando nas propriedades de materiais com isolamento térmico, em especial as espumas sintéticas.

2.1 Mecanismos de transferência de calor

2.1.1 Condução

A condução térmica consiste na transferência de energia das partículas mais energéticas de uma substância para as “vizinhas” menos energéticas, como resultado da interação entre elas. Esse fenômeno pode ocorrer em sólidos, líquidos ou gases. Em líquidos e gases, a condução deve-se às colisões e difusão das moléculas em movimentos aleatórios. Já nos sólidos é devido à combinação das vibrações das moléculas em uma rede e a energia é transportada por “elétrons livres” (ÇENGEL, 2009).

É possível quantificar processos de transferência de calor em termos de equações de taxa apropriadas. Essas equações podem ser usadas para se determinar a quantidade de energia sendo transferida por unidade de tempo. Para a condução térmica, a equação da taxa é conhecida, como lei de Fourier (INCROPERA, 2007):

$$q''_{cond} = -k \overrightarrow{grad} \quad (1)$$

Onde:

- q''_{cond} : densidade de fluxo térmico por condução (W/m^2);
- T: temperatura (K);
- k: condutividade térmica do material ($W/m.K$).

A condutividade térmica é uma importante característica termofísica do material. Essa pode depender de múltiplos fatores: natureza do material, temperatura, pressão, umidade, etc. Além disso, nota-se que quanto mais isolante for o material, menor será sua condutividade térmica.

2.1.2 Condução em regime estacionário: caso de uma estrutura cilíndrica de multicamadas

Através da lei de *Fourier*, considerando um cilindro oco com raio interno r_1 , raio externo r_2 , comprimento L , material de condutividade k e temperaturas das superfícies interna e externa $T_{s,1}$ e $T_{s,2}$, respectivamente, obtém-se a seguinte expressão para a taxa de transferência de calor:

$$q''_r = \frac{2\pi Lk(T_{s,1} - T_{s,2})}{\ln(r_2/r_1)} \quad (2)$$

Neste resultado fica evidente que para a condução radial em uma parede cilíndrica, a resistência térmica tem a forma (INCROPERA, 2007):

$$R_{t,cond} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} \quad (3)$$

Assim, para uma estrutura cilíndrica com n camadas, desprezando as resistências de contato interfaciais, a taxa de transferência de calor pode ser representada por:

$$q''_r = \frac{(T_{s,1} - T_{s,n})}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{\ln(r_{i+1}/r_i)}{2\pi Lk_i}} \quad (4)$$

Com isso, o coeficiente global de transferência de calor U ($W/m^2 \cdot K$) de uma estrutura cilíndrica de multicamadas é dado pela seguinte relação analítica, a qual representa o inverso da resistência em série equivalente:

$$U = \frac{1}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{\ln(r_{i+1}/r_i)}{2\pi Lk_i}} \quad (5)$$

Logo, no estado estacionário, o fluxo de calor através de uma estrutura cilíndrica de múltiplas camadas pode ser escrito de forma simplificada por:

$$q_r = U \cdot S \cdot (T_{s,1} - T_{s,n}) \quad (6)$$

Onde, S é a área da transferência, muitas vezes considerada, como sendo a superfície interna da estrutura.

2.1.3 Convecção

A convecção é o modo de transferência de calor entre uma superfície sólida e uma líquida ou gás adjacente (fluido), o qual está em movimento, e envolve os efeitos combinados de condução e de movimento de um fluido. Assim, quanto mais rápido o movimento do fluido,

maior será a transferência de calor por convecção. Porém, na ausência de qualquer movimento de uma massa de fluido, a transferência de calor entre uma superfície sólida e o fluido adjacente é por pura condução (ÇENGEL, 2009).

Independente da natureza específica do processo de transferência de calor por convecção, a equação apropriada para a taxa de transferência segue a Lei de Resfriamento de Newton (INCROPERA, 2007):

$$q''_{conv} = h(T_s - T_\infty) \quad (7)$$

Onde:

- q''_{conv} : densidade de fluxo térmico por convecção (W/m^2);
- T_s : temperatura da superfície sólida (K);
- T_∞ : temperatura do fluido (K);
- h : coeficiente de transferência de calor por convecção ($W/m^2 \cdot K$).

O cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção “h” é baseado nas condições de fluxo, tendo em conta possíveis alterações na fase (ou mudança de estado). A determinação do coeficiente envolve correlações entre números adimensionais (número de *Reynolds* e de *Nusselt*), determinados a partir das propriedades termofísicas do fluido (velocidade média, densidade, calor específico, viscosidade dinâmica, condutividade térmica, etc.) e da geometria da estrutura.

2.1.4 Convecção no estudo de uma estrutura cilíndrica de multicamadas

Sendo assim, considerando agora um sistema cilíndrico de multicamadas, cujas superfícies interna e externa estão expostas a fluidos com diferentes temperaturas, e desprezando as resistências de contato interfaciais, tem-se que a taxa de transferência de calor é dada por (INCROPERA, 2007):

$$q''_r = \frac{(T_{s,1} - T_{s,n})}{\frac{1}{2\pi r_1 L h_1} + \sum_{i=1}^{n-1} \frac{\ln(r_{i+1}/r_i)}{2\pi L k_i} + \frac{1}{2\pi r_n L h_n}} \quad (8)$$

Isso resulta no coeficiente global de transferência de calor:

$$U' = \frac{1}{\frac{1}{2\pi r_1 L h_1} + \sum_{i=1}^{n-1} \frac{\ln(r_{i+1}/r_i)}{2\pi L k_i} + \frac{1}{2\pi r_n L h_n}} \quad (9)$$

Onde:

- h_1 : coeficiente de transferência de calor por convecção entre o fluido interno e a superfície interna da estrutura ($W/m^2 \cdot K$);
- h_n : coeficiente de transferência de calor por convecção entre o fluido externo e a superfície externa da estrutura ($W/m^2 \cdot K$).

Logo, no estado estacionário, o fluxo de calor através de uma estrutura cilíndrica de múltiplas camadas pode ser escrito de forma simplificada por:

$$q_r = U'S(T_{int} - T_{ext}) \quad (10)$$

Onde, T_{int} e T_{ext} são as temperaturas dos fluidos interno e externo, respectivamente.

2.1.5 Radiação

A radiação é a energia emitida pela matéria sob a forma de ondas eletromagnéticas (ou fótons), como resultado das mudanças nas configurações eletrônicas dos átomos ou moléculas. Ao contrário da condução e da convecção, a transferência de calor por radiação não exige a presença de um meio interveniente. De fato, a transferência de calor por radiação é mais rápida (na velocidade da luz), e não sofre atenuações, no vácuo (ÇENGEL, 2009).

Nos estudos de transferência de calor, se está interessado na radiação térmica, a qual é a forma de radiação emitida pelos corpos, devido à sua temperatura. E todos os corpos a uma temperatura superior ao zero absoluto emitem tal radiação (INCROPERA, 2007). A taxa líquida de transferência de calor por radiação entre duas superfícies pode ser obtida através da lei de Boltzmann, resultando em:

$$q''_{rad} = \epsilon\sigma(T_s^4 - T_{viz}^4) \quad (11)$$

Onde:

- q''_{rad} : densidade líquida de fluxo térmico por radiação (W/m^2);
- T_s : temperatura da superfície sólida (K);
- T_{viz} : temperatura da superfície vizinha (K);
- σ : constante de Stefan-Boltzmann ($W/m^2 \cdot K^4$);
- ϵ : emissividade da superfície.

Contudo, neste trabalho a radiação não será considerada relevante, uma vez que, o seu termo na equação geral da transferência de calor em um duto submerso é desprezível, pois as temperaturas envolvidas são relativamente baixas.

2.2 Isolamento térmico em tubulações

2.2.1 Finalidades e empregos gerais dos isolamentos térmicos

Todos os isolamentos térmicos têm por finalidade geral reduzir as trocas de calor da tubulação para o meio ambiente, ou vice-versa (TELLES, 2012). Distinguem-se duas classes gerais de isolamento térmico:

- Isolamentos para linhas quentes, ou seja, para tubulações cuja temperatura de operação seja superior à ambiente;
- Isolamentos para linhas frias, ou seja, para tubulações cuja temperatura de operação seja inferior à ambiente.

Tanto para linhas quentes, como para as frias, o isolamento térmico pode ser usado por diversas razões, com finalidades específicas diferentes, as quais são em geral as seguintes (TELLES, 2012):

- Motivo econômico (normalmente em $T > 80^{\circ}\text{C}$ e $T < 0^{\circ}\text{C}$) – As perdas de calor para o exterior representam um desperdício da energia empregada no aquecimento, ou na refrigeração do fluido contido na tubulação. O emprego do isolamento térmico resulta, portanto, em economia de energia;
- Motivo de serviço (aplicado em qualquer temperatura) – Em muitos casos, independente de razões econômicas, o isolamento térmico deve ser aplicado por exigências da natureza do serviço, seja para manter o fluido em uma determinada temperatura, ou para conseguir que o fluido chegue ao destino com a temperatura desejada. A manutenção de um fluido em uma determinada temperatura pode ser necessária, por exemplo, para evitar o congelamento, a vaporização, a polimerização ou transformações químicas no fluido;
- Proteção pessoal (aplicado em $T > 60^{\circ}\text{C}$ e $T < 0^{\circ}\text{C}$ em tubulações a menos de 2 m de altura ou a menos de 1 m de distância de qualquer piso de operação) – O isolamento térmico pode ser também necessário para evitar acidentes (segurança), caso alguém se encoste à tubulação, ou para evitar o desconforto da excessiva irradiação térmica.

No caso estudado, o isolamento térmico de multicamadas está presente numa linha de tubulação submersa quente de transporte de petróleo, e o principal motivo de seu emprego, como visto anteriormente, é limitar as perdas de calor nas linhas de tubulação submarinas, e assim evitar a formação de hidratos e incrustações de parafina dentro das linhas, sob tais condições de pressão e temperatura, mesmo durante as paradas de produção (*shutdown*).

2.2.2 Materiais empregados nos isolamentos térmicos

O quadro 1, a seguir, resume os materiais mais comumente empregados para o isolamento térmico externo das tubulações industriais.

Quadro 1 - Materiais comumente empregados para o isolamento térmico.

| Material | Limite de Temp. °C | Resistência à | | | Condutividade Térmica Média BTU (h°F pé ² /pol) | | | | | Obs. |
|--|--------------------|-----------------|-------------|-----------------|--|---------|---------|---------|---------|----------|
| | | Água ou Umidade | Fogo | Danos Mecânicos | a 40°C | a 100°C | a 200°C | a 300°C | a 400°C | |
| <i>Isolantes térmicos rígidos</i> | | | | | | | | | | |
| <i>Materiais em forma de calha ou segmentos pré-moldados</i> | | | | | | | | | | |
| Hidrossilicato de Ca | até 1000 | Boa | Boa | Fraco à tração | 0,38 | 0,40 | 0,47 | 0,57 | | 1,2 |
| Composição de Mg 85% | até 320 | Fraca | Boa | Fraco à tração | 0,40 | 0,43 | 0,51 | 0,59 | | 3,4 |
| Lã mineral (Lã de rocha) | até 900 | Boa | Excelente | Fraca | 0,32 | 0,37 | 0,50 | 0,64 | 0,77 | 5,6,7 |
| Silica diatomácea (Terra diatomácea) | até 1000 | Fraca | Regular | Fraca | 0,58 | 0,60 | 0,68 | 0,78 | 0,86 | 7,8 |
| Lã de vidro | -180 a 540 | Excelente | Excelente | Fraca | 0,25 | 0,28 | 0,30 | | | 9 |
| Espuma de plástico (poliestireno expan.) | -50 a 80 | Excelente | Não resiste | Regular | 0,40 | | | | | 10,11 |
| Cortiça | -50 a 80 | Boa | Não resiste | Regular | 0,25 | 0,26 | | | | 11,12,13 |
| <i>Isolantes térmicos flexíveis</i> | | | | | | | | | | |
| <i>Materiais em forma de mantas (tecidos)</i> | | | | | | | | | | |
| Amianto | até 400 | Boa | Excelente | Regular | 0,47 | 0,50 | 0,57 | 0,65 | | 14 |
| Lã de vidro | Como acima | | | | | | | | | |
| Lã mineral | Como acima | | | | | | | | | |
| <i>Materiais aplicados por "spray"</i> | | | | | | | | | | |
| Poliuretanos | -240 a 100 | Boa | Não resiste | Regular | 0,14 | | | | | 11 |

Fonte: Telles, 2012.

Além disso, os materiais isolantes utilizados atualmente em dutos submersos para aplicações de alta profundidade incluem polímeros e espumas sintéticas, compostas de microesferas de vidro ocas imersas em uma matriz polimérica. Estes compósitos devem combinar a função de isolamento térmico e possuir baixa reatividade, enquanto proporcionam boa resistência à compressão.

2.2.3 Espessura dos isolamentos térmicos

A espessura a ser adotada para o isolamento térmico deveria, teoricamente, resultar de cálculos feitos, tanto para o emprego por motivos econômicos, como para o emprego por motivos de serviço.

No primeiro caso, a espessura ideal resultaria do estudo de comparação econômico entre o custo do isolamento e o custo da energia dissipada pelas trocas de calor ao longo da tubulação (TELLES, 2012). Assim, a espessura ideal seria aquela que fornecesse o menor valor no custo total, ou seja, a soma do custo do isolamento e da energia dissipada, como demonstrado no gráfico apresentado na figura 5.

Figura 5 - Gráfico qualitativo do custo do isolamento térmico pela espessura.



Fonte: Telles, 2012.

No segundo caso, para que uma determinada temperatura seja mantida, a espessura do isolamento deverá ser tal que as trocas calor de através do isolamento sejam compensadas pela quantidade de calor fornecida pelo fluido no movimento. Para tal, pode-se aplicar as fórmulas analíticas apresentadas na figura 6.

Figura 6 - Equações empíricas empregadas no cálculo do calor perdido pela tubulação.

$$Q_t = \frac{2\pi KL(T_s - T_a)}{2,3 \log \frac{r_2}{r_i} + \frac{K}{r_e(h + 0,9h_r)}}$$

Q_t = quantidade de calor trocada na unidade de tempo (BTU/hora)
 K = coeficiente de condutividade térmica do isolamento considerado para a temperatura em questão (BTU/pé x hora x °F)
 L = comprimento do tubo (pés)
 T_s = temperatura do tubo (°F)
 T_a = temperatura ambiente (°F)
 r_2 = raio externo do isolamento (pés)
 r_i = raio interno do isolamento (pés)
 h = coeficiente de convecção (BTU/pe² x hora x °F)
 h_r = coeficiente de radiação (BTU/pe² x hora x °F)

$Q_i = mc\Delta t$
 em que:
 m = peso do fluido que entrou na tubulação durante o tempo considerado (Kg/hora)
 c = calor específico do fluido na temperatura média considerada (Cal/Kg x °C)
 Δt = maior diferença de temperatura que possa haver entre o fluido que entra e o fluido da tubulação

Fonte: Telles, 2012.

Porém, na prática, raramente a espessura do isolamento é determinada por cálculos, não só porque é difícil a obtenção de dados numéricos confiáveis, como também porque esses cálculos poucas vezes se justificam.

A eficiência de um isolamento térmico varia muito em função de certas circunstâncias locais, tais como localização da tubulação, temperatura ambiente, umidade do ar e velocidade do vento. Por isso, os dados fornecidos pelos fabricantes sobre o coeficiente de transmissão de calor devem ser adotados com a devida reserva, mesmo porque geralmente são elementos obtidos em experiências de laboratório, em condições bastante diferentes das reais (TELLES, 2012).

Logo, para grande maioria dos casos, na prática, adotam-se simplesmente as espessuras já consagradas pelo uso e fornecidas em tabelas de diversos autores, como ilustrado no quadro 2.

Quadro 2 - Espessuras consagradas pelo uso em isolamentos térmicos.

| <i>Espessura do isolamento térmico da tubulação (mm) Hidrossilicato de cálcio</i> | | | | | | | | | | | | | | |
|---|--|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| <i>Diâmetro Nominal (pol)</i> | <i>Temperatura de operação da tubulação (°C)</i> | | | | | | | | | | | | | |
| | 75 | 100 | 125 | 150 | 175 | 200 | 250 | 300 | 350 | 400 | 450 | 500 | 550 | 600 |
| 3/4 | 25 | 25 | 38 | 38 | 51 | 51 | 63 | 63 | 63 | 63 | 63 | 63 | 63 | 63 |
| 1 | 25 | 25 | 38 | 38 | 51 | 51 | 63 | 63 | 63 | 63 | 63 | 63 | 63 | 63 |
| 2 | 25 | 25 | 38 | 38 | 51 | 51 | 63 | 63 | 63 | 63 | 63 | 63 | 76 | 76 |
| 3 | 25 | 25 | 38 | 38 | 51 | 51 | 63 | 63 | 63 | 63 | 63 | 76 | 76 | 89 |
| 4 | 25 | 25 | 38 | 38 | 51 | 51 | 63 | 63 | 63 | 63 | 76 | 76 | 89 | 89 |
| 6 | 25 | 25 | 38 | 38 | 51 | 51 | 63 | 63 | 76 | 76 | 89 | 102 | 102 | 114 |
| 8 | 25 | 25 | 38 | 38 | 51 | 51 | 63 | 76 | 76 | 89 | 102 | 114 | 114 | 126 |
| 10 | 25 | 38 | 38 | 51 | 51 | 63 | 63 | 76 | 89 | 102 | 102 | 114 | 126 | 126 |
| 12 | 25 | 38 | 38 | 51 | 63 | 63 | 76 | 76 | 89 | 102 | 114 | 126 | 126 | 126 |
| 14 | 25 | 38 | 38 | 51 | 63 | 63 | 76 | 89 | 89 | 102 | 114 | 126 | 126 | 126 |
| 16 | 25 | 38 | 51 | 51 | 63 | 63 | 76 | 89 | 102 | 102 | 114 | 126 | 126 | 126 |
| 20 | 25 | 38 | 51 | 51 | 63 | 63 | 76 | 89 | 102 | 114 | 126 | 126 | 126 | 126 |
| 24 | 25 | 38 | 51 | 51 | 63 | 63 | 76 | 89 | 102 | 114 | 126 | 126 | 126 | 126 |

Fonte: Telles, 2012.

2.3 Propriedades mecânicas

O comportamento de um sólido submetido a um carregamento mecânico depende da natureza do material, da temperatura e da própria natureza da solicitação (BOUCHONNEAU, 2007). Apresentam-se nesta seção algumas informações sobre elasticidade linear dos sólidos, bem como os parâmetros físicos comumente usados, com intuito de caracterizar o comportamento das espumas sintéticas a solicitações mecânicas.

2.3.1 Módulo de elasticidade

Muitas estruturas em engenharia são projetadas para sofrer deformações relativamente pequenas, envolvendo somente a parte reta do diagrama tensão-deformação, ou zona elástica (BEER, 2009). Para essa parte inicial do diagrama, a tensão (σ) é diretamente proporcional a deformação específica (ϵ), e pode-se descrever essa relação a partir da Lei de Hooke:

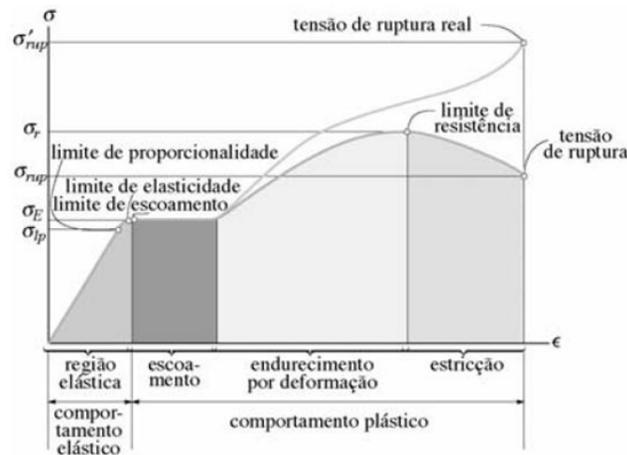
$$\sigma = E\epsilon \quad (12)$$

Onde:

- σ : tensão mecânica (MPa);
- E : módulo de elasticidade ou de Young (MPa);
- ϵ : deformação específica (adimensional).

Assim, o maior valor da tensão para o qual a Lei de Hooke pode ser usada para um dado material é conhecido com limite de proporcionalidade. Além disso, o módulo de elasticidade é considerado a propriedade mecânica mais importante de um material, e pode ser extraída a partir de um ensaio de tração convencional, o qual gera um gráfico de tensão-deformação como o da figura 7.

Figura 7 - Exemplo de diagrama tensão-deformação.



Fonte: Borges, 2014.

2.3.2 Coeficiente de Poisson e lei de Hooke generalizada

Outro parâmetro importante para um determinado material é o seu coeficiente de Poisson, definido como:

$$\nu = - \frac{\text{deformação específica transversal}}{\text{deformação específica longitudinal}} \quad (13)$$

Sendo assim, analisando-se um carregamento multiaxial em um material isotrópico e homogêneo, considerando que cada deformação está linearmente relacionada com a força que o produz e que essa deformação resultante de uma dada força não afeta as condições de aplicação das outras forças, obtém-se a lei de Hooke generalizada (BEER, 2009):

$$\varepsilon_x = \frac{\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)}{E} \quad (14)$$

$$\varepsilon_y = \frac{\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)}{E} \quad (15)$$

$$\varepsilon_z = \frac{\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)}{E} \quad (16)$$

2.3.3 Módulo de rigidez ou elasticidade transversal

Em materiais sólidos submetidos a sollicitações de cisalhamento puro, observa-se uma deformação angular. Logo, para valores de tensão de cisalhamento que não excedam o limite de proporcionalidade em cisalhamento, pode-se escrever para qualquer material isotrópico e homogêneo a lei de Hooke para tensão e deformação de cisalhamento (BEER, 2009):

$$\tau_{xy} = G\gamma_{xy} \quad (17)$$

Onde:

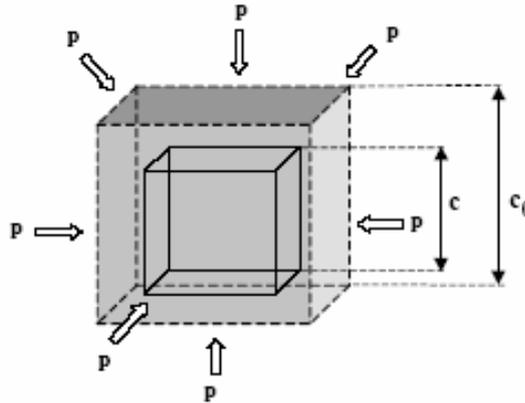
- τ_{xy} : tensão de cisalhamento (MPa);
- G : módulo de elasticidade transversal ou de rigidez (MPa);
- γ_{xy} : distorção angular (rad.).

2.3.4 Módulo de compressibilidade volumétrica

Considerando um elemento cúbico de volume unitário (ver figura 8) submetido a uma pressão hidrostática uniforme (p), sendo cada componente da tensão então igual a essa pressão, obtém-se através da lei de Hooke a seguinte expressão para dilatação volumétrica (e):

$$e = -\frac{3(1-2\nu)}{E}p \quad (18)$$

Figura 8 - Elemento cúbico de volume unitário submetido a uma pressão hidrostática uniforme.



Fonte: Bouchonneau, 2007.

Introduzindo a seguinte constante:

$$k = \frac{E}{3(1-2\nu)} \quad (19)$$

Com isso, escreve-se a equação:

$$e = -\frac{p}{k} \quad (20)$$

Onde a constante k é conhecida, como módulo de compressibilidade volumétrica do material, e expressa nas mesmas unidades do módulo de elasticidade E , ou seja, em Pascals (SI) ou em *psi* (UCS).

2.3.5 Teoria da energia de distorção máxima

Um material quando deformado por um carregamento externo tende a armazenar energia internamente em todo o seu volume. A energia por unidade de volume do material é chamada densidade de energia de deformação e , se ele estiver sujeito a uma tensão uniaxial, σ , essa densidade é escrita como:

$$u = \frac{1}{2} \sigma \varepsilon \quad (21)$$

O critério de falha de Von Mises é baseado nas distorções provocadas pela energia de deformação. A densidade de energia de deformação em um elemento de volume do material submetido às três tensões principais σ_1 , σ_2 e σ_3 (SHIGLEY, 2011), como na Figura 9.a é dada por:

$$u = \frac{1}{2} \sigma_1 \varepsilon_1 + \frac{1}{2} \sigma_2 \varepsilon_2 + \frac{1}{2} \sigma_3 \varepsilon_3 \quad (22)$$

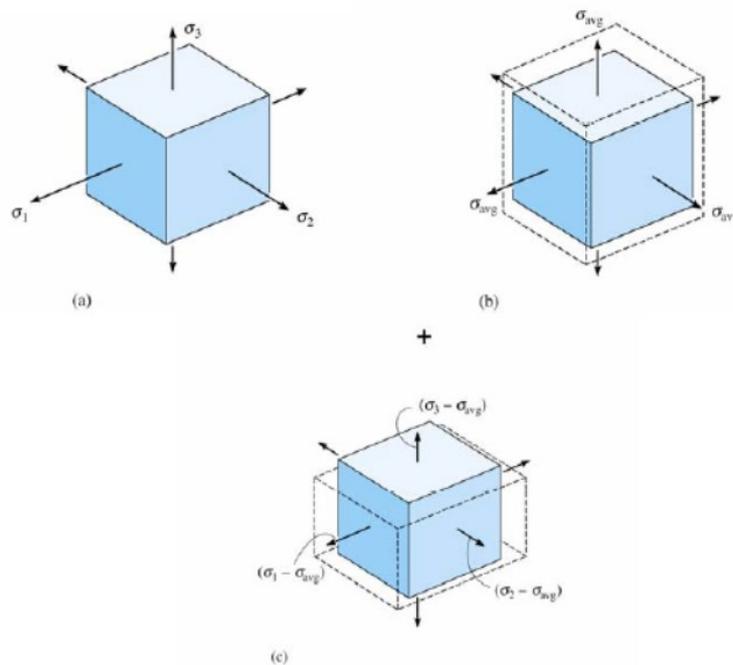
Se o material se comporta de maneira linear elástica, a lei de Hooke se aplica. Portanto, substituindo as equações (14), (15) e (16) na equação (22), e simplificando obtém-se:

$$u = \frac{1}{2E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_1\sigma_3 + \sigma_2\sigma_3)] \quad (23)$$

Essa densidade de energia de deformação é considerada a soma de duas partes, uma das quais representa a energia necessária para provocar uma mudança de volume do elemento sem mudar a sua forma; e a outra, a energia necessária para distorcer o elemento (SHIGLEY, 2011). Especificamente a energia armazenada no elemento como resultado da sua mudança de volume é provocada pela aplicação da tensão principal média, $\sigma_{med} = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)/3$, uma vez que essa tensão provoca deformações principais iguais no material, como apresentado na Figura 11 (b).

A parte restante da tensão, $(\sigma_1 + \sigma_{med})$, $(\sigma_2 + \sigma_{med})$ e $(\sigma_3 + \sigma_{med})$, provoca a energia de distorção como apresenta a figura 9 (c).

Figura 9 - Deformações de um elemento de volume do material.



Fonte: Buffoni, 2014.

Sendo assim, experimentos demonstram que os materiais não escoam quando submetidos a uma tensão uniforme (hidrostática), tal como a σ_{med} . Com base nisso, em 1904, M. Huber propôs que ocorre escoamento em um material dúctil, quando a energia de distorção por unidade de volume do material é igual ou maior que a energia de distorção por unidade de volume do mesmo material quando ele é submetido a escoamento em um teste de tração simples (BUFFONI, 2014).

Logo, substituindo-se σ_1 , σ_2 e σ_3 por $(\sigma_1 + \sigma_{med})$, $(\sigma_2 + \sigma_{med})$ e $(\sigma_3 + \sigma_{med})$, respectivamente, na equação (23), tem-se o seguinte resultado:

$$u_d = \frac{1+\nu}{6E} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \quad (24)$$

No caso do estado plano de tensões, $\sigma_3 = 0$, e assim:

$$u_d = \frac{1+\nu}{3E} [(\sigma_1)^2 - (\sigma_1\sigma_2) + (\sigma_2)^2] \quad (25)$$

Já em um teste de tração uniaxial, $\sigma_1 = \sigma_E$ e $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$, e assim:

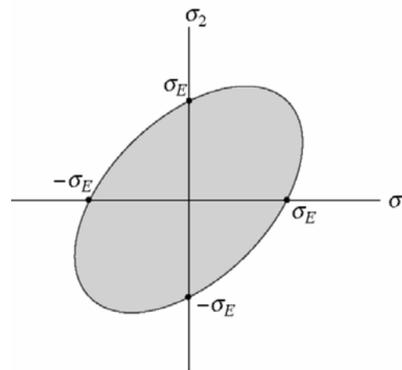
$$(u_d)_E = \frac{1+\nu}{3E} (\sigma_E)^2 \quad (26)$$

Como a teoria da energia de distorção máxima requer que $u_d = (u_d)_E$, então se tem que:

$$(\sigma_1)^2 - (\sigma_1\sigma_2) + (\sigma_2)^2 = (\sigma_E)^2 \quad (27)$$

Com essa equação, o critério de Von Mises apresenta um envelope de falha tal como apresentado na figura 12.

Figura 10 - Envelope de falha de Von Mises.



Teoria da energia de distorção máxima

Fonte: Shigley, 2011.

Caso um ponto do material estiver tracionado de tal forma que a coordenada da tensão (σ_1, σ_2) esteja posicionada no limite ou fora da área sombreada, diz-se que o material falhou.

2.4 Análise pelo Método dos Elementos Finitos

2.4.1 Apresentação geral do método dos elementos finitos

Componentes mecânicos simples como, por exemplo, barras, vigas e tubos, podem ser analisados de forma relativamente fácil, utilizando métodos básicos da mecânica, os quais

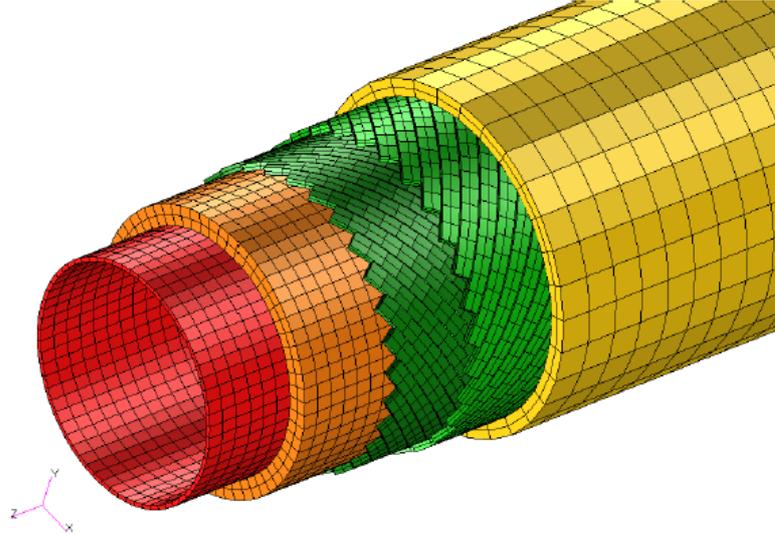
forneem soluções analíticas, quando admitido hipóteses simplificadoras. Entretanto, componentes reais raramente são tão simples, e o projetista se vê forçado a adotar aproximações, através de experimentos e/ou métodos numéricos. Assim, existe uma grande variedade de técnicas numéricas utilizadas em aplicações de engenharia para as quais o computador é muito útil.

No desenho mecânico, os *softwares* de CAD (*Computer Aided Design/Desenho Assistido por Computador*) são intensamente empregados, e se integram com o Método dos Elementos Finitos (MEF). A teoria matemática e as aplicações desse método são imensas, e há uma série de pacotes de *software* comerciais relacionados como, por exemplo, ANSYS, NASTRAN, Algor, Solidworks, COMSOL Multiphysics (*software* utilizado neste trabalho), entre outros. Além disso, existem *softwares* desenvolvidos por universidades (*in house*) e de domínio público, como o SAP 2000.

Sendo assim, há uma grande variedade de aplicações para o MEF como: análises estáticas e dinâmicas, lineares e não lineares, de tensão e deflexão; vibrações livres e forçadas; transferência de calor (a qual pode ser combinada, por exemplo, com análise de tensão e deflexão para fornecer tensões e deflexões induzidas termicamente); instabilidade elástica (flambagem); acústica; eletrostática e eletromagnética (as quais podem ser combinadas, por exemplo, com a transferência de calor); análise dinâmica de fluidos (CFD - *Computational Fluid Dynamics/ Fluidodinâmica Computacional*); e multifísica.

Um componente mecânico real é uma estrutura contínua. O MEF discretiza a estrutura em pequenas, porém finitas e bem definidas subestruturas (elementos), formando uma malha. Por meio de funções de aproximação, em geral polinomiais, juntamente com operações matriciais, o comportamento contínuo de cada elemento é desenvolvido em termos de propriedades geométricas e de material do elemento. Com isso, podem-se aplicar cargas como, por exemplo, carregamentos dinâmicos e estáticos, fluxos de calor, e condições de temperatura, no elemento, a partir de sua superfície ou nos *nós* do mesmo. Os *nós* dos elementos são suas entidades governantes fundamentais, pois são neles que o elemento se interliga com outros, e onde as variáveis dos elementos são eventualmente estabelecidas, as condições de contorno são atribuídas e as cargas aplicadas (SHIGLEY, 2011). A figura 11 ilustra a discretização (malha) de um tubo flexível.

Figura 11 - Modelo em elementos finitos de um tubo flexível.



Fonte: Maranhão, 2011.

Um nó possui graus de liberdade (dofs – *degrees of freedom*), ou seja, em um nó podem existir movimentos de translação e rotação independentes, e esse pode ter no máximo, três graus de liberdades translacionais e três rotacionais. Assim que cada elemento no interior de uma estrutura tiver sido definido localmente na forma matricial, uma vez conhecida a topologia da malha, através da matriz de conectividade, pode-se efetuar a montagem do sistema matricial global. Então, as cargas aplicadas e as condições de contorno são especificadas, e por meio de operações matriciais, os valores das variáveis desconhecidas são determinados.

2.4.2 Limitações do método dos elementos finitos

Como o método dos elementos finitos é uma técnica numérica, a qual discretiza o domínio da estrutura contínua, os erros são inevitáveis. Entre esses erros tem-se:

- Erros computacionais: estes se devem a erros de arredondamento provenientes de cálculos em ponto flutuante dos computadores, bem como das formulações dos esquemas de integração numérica que são empregados. A maior parte dos programas comerciais se concentra na redução desses erros e, conseqüentemente, o projetista deve se preocupar mais com os fatores de discretização;
- Erros de discretização: A geometria e distribuição de variáveis de uma estrutura real variam continuamente. O emprego de um número finito de elementos para modelar a estrutura, então introduz erros na correspondência da geometria com a distribuição das variáveis, devido às limitações matemáticas inerentes dos elementos.

2.4.3 Geometrias dos elementos

Na análise pelo MEF são utilizadas diversas formas de elementos para aplicações específicas (ver tabela 1). Assim, os vários elementos empregados em um *software* constituem o que é conhecido, como biblioteca de elementos do programa. Os elementos podem ser dispostos nas seguintes categorias: elementos lineares, elementos de superfície, elementos sólidos e elementos com finalidades especiais (SHIGLEY, 2011).

Tabela 1 - Alguns tipos de elementos aplicados no MEF para mecânica dos sólidos.

| Tipo do elemento | Denominação | Número de nós | Aplicações |
|----------------------------|------------------------|---------------|--|
| Linear | Barra | 2 | Barras com extremidades sob tração ou compressão (treliças). |
| | Viga | 2 | Vigas submetidas à flexão e cisalhamento. |
| | Armação | 2 | Vigas submetidas a múltiplos carregamentos (axial, cisalhamento, flexão, torção, etc.). |
| Superfície | Quadrilateral de 4 nós | 4 | Para estruturas com tensão e deformação plana e/ou simetria; e chapas finas sob flexão. |
| | Quadrilateral de 8 nós | 8 | Para estruturas com tensão e deformação plana; e chapas finas ou armações sob flexão. |
| | Triangular de 3 nós | 3 | Para estruturas com tensão e deformação plana e/ou simetria; e chapas planas e finas sob flexão. Sendo, preferíveis os elementos quadriláteros, e aplicados na transição destes. |
| | Triangular de 6 nós | 6 | Para estruturas com tensão e deformação plana e/ou simetria; e chapas planas e finas sob flexão. Sendo, preferíveis os elementos quadriláteros, e aplicados na transição destes. |
| Sólido | Hexagonal | 8 | Para chapas grossas e outras estruturas espaciais. |
| | Pentagonal | 6 | Para chapas grossas e outras estruturas espaciais; e utilizado em regiões de transição. |
| | Tetraédrico | 4 | Para chapas grossas e outras estruturas espaciais; e utilizado em regiões de transição. |
| Finalidade Especial | Intervalo | 2 | Deslocamento axial livre para um intervalo de tração/compressão prescrito. |
| | Gancho | 2 | Deslocamento axial livre para um intervalo de tração/compressão prescrito. |
| | Rígido | Variável | Restrição rígida entre os nós. |

Fonte: Adaptado de Shigley, 2011.

2.4.4 Geração de malha

O conjunto de elementos e nós, a qual discretiza uma estrutura é denominada “malha”. Com isso, a densidade da malha aumenta à medida que forem colocados mais elementos no interior de uma determinada região, e o refinamento da malha consiste em se alterar o número

de elementos de uma análise do modelo para outra com a finalidade de se obter melhores resultados (SHIGLEY, 2011).

Geralmente, os resultados melhoram quando a densidade da malha é aumentada em áreas de elevado gradiente da propriedade em análise e/ou quando zonas de transição geométrica recebem malhas mais suaves. Além disso, os resultados do MEF tendem a convergir para valores exatos à medida que se refina continuamente a malha.

Existem três formas básicas de gerar uma malha de elementos finitos:

- Geração manual de malha: era desta forma que a malha de elementos era criada nos primórdios do MEF. Trata-se de um método muito trabalhoso de criação de malha e, exceto em casos de pequenas modificações de um modelo, raramente são empregados;

- Geração semiautomática de malha: ao longo dos anos, algoritmos computacionais foram desenvolvidos para permitir ao analista gerar malhas automaticamente em regiões da estrutura, as quais ele subdividiu, aplicando contornos bem definidos. Como o analista precisa definir tais regiões, a técnica é considerada semiautomática, e esses algoritmos computacionais provém da computação gráfica;

- Geração de malha completamente automatizada: vários fornecedores de *software*, universidades e centros de pesquisa concentraram seus esforços no desenvolvimento de programas para a geração totalmente automática de malha e, em alguns casos, o refinamento automático, criando malhas “auto-adaptativas”, como no COMSOL Multiphysics 4.4. O objetivo evidentemente é reduzir o esforço do projetista e o tempo de pré-processamento para se chegar a uma malha adequada para o modelo. Uma vez que o contorno completo de uma estrutura esteja bem definido, sem subdivisões como na geração semiautomática e com o mínimo de intervenção do usuário, vários processos estão disponíveis para discretizar a região com um determinado tipo de elemento escolhido.

Além disso, programas para refinamento automático de malhas “auto-adaptativas” calculam o erro da solução do MEF. Tomando como base o erro, a malha é automaticamente adaptada e uma nova análise é efetuada, até que algum critério de convergência ou de término seja satisfeito.

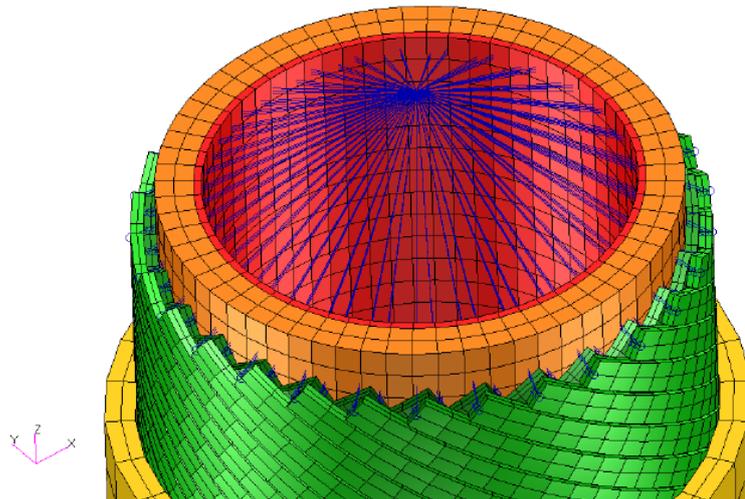
2.4.5 Aplicação de cargas

Existem duas maneiras básicas de especificar cargas em uma estrutura: carregamentos nodais e de elementos. Entretanto, no final das contas, as cargas dos elementos são aplicadas

aos seus nós com a aplicação de cargas nodais equivalentes. As cargas de elementos incluem cargas estáticas e dinâmicas, efeitos térmicos, pressão hidrostática, etc. (SHIGLEY, 2011).

Para carregamentos térmicos, deve ser fornecido o coeficiente de expansão térmica (α) para cada material, bem como a temperatura inicial da estrutura. A maioria dos pacotes de software possui a capacidade de realizar primeiro uma análise de transferência de calor pelo MEF para determinar as temperaturas nodais finais da estrutura, e esses resultados são gravados em um arquivo, o qual pode ser transferido para análise de tensões. Contudo, no COMSOL Multiphysics ambas as análises, térmica e mecânica, podem ser realizadas simultaneamente, a partir do conceito de análise multifísica. Um exemplo de aplicação de carga de pressão interna em um modelo de tubo flexível é apresentado na figura 12.

Figura 12 - Modelo pelo MEF de um tubo flexível com carregamento de pressão.

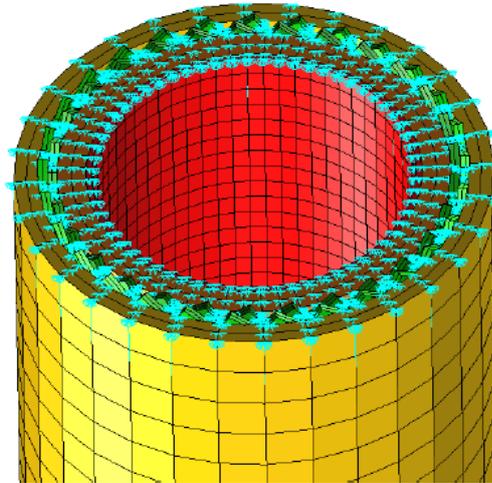


Fonte: Maranhão, 2011.

2.4.5 Condições de contorno

A simulação das condições de contorno e outras formas de restrições provavelmente são a parte mais difícil da modelagem de uma estrutura, pois ao se especificar restrições, é relativamente fácil cometer erros de omissão ou má interpretação. Assim, talvez o projetista precise testar diferentes abordagens em relação às restrições do modelo até que se obtenham as condições adequadas. Além disso, certas vezes, quando a natureza exata de uma condição de contorno é incerta, é possível determinar apenas os limites de comportamento da estrutura (SHIGLEY, 2011). Um exemplo de aplicação de restrições de movimento em um modelo de tubo flexível é apresentado na figura 13.

Figura 13 - Modelo pelo MEF de um tubo flexível com condição de contorno de restrição do tipo “engaste”.



Fonte: Maranhão, 2011.

2.5 Trabalhos recentes da área e posicionamento do projeto

Yang *et al.* (2011), realizou simulações experimentais do *shutdown* e reinício de linhas de transporte de petróleo cru, com o intuito de avaliar o efeito das propriedades do óleo, da temperatura e o tempo de *shutdown* sobre a pressão necessária para o reinício seguro (*safe restart*) da linha. Yang *et al.* (2011), concluiu que, quanto mais tempo demorar o *shutdown* e menor for a temperatura, maior será a pressão necessária para o reinício. Além disso, verificou que o duto pode congelar se a temperatura for inferior a 25 °C e o tempo de shutdown for superior 10 h, o que aumenta a pressão necessária para o reinício até valores, os quais excedem o limite de operação dos dutos em geral (ver tabela 2).

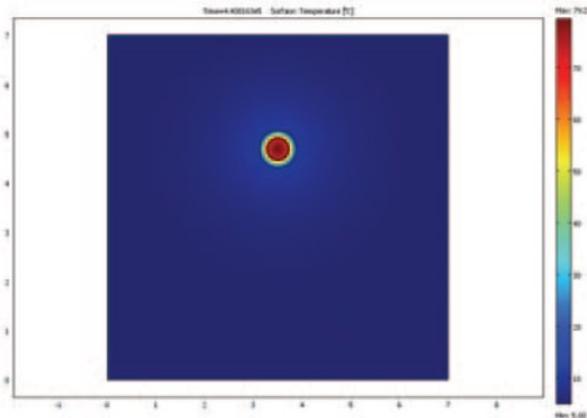
Tabela 2 - Pressão necessária para o reinício de acordo com o óleo, o tempo e temperatura de shutdown.

| Tempo de Shutdown (h) | Pressão de Restart (kPa) | | | |
|-----------------------|--------------------------|-------|----------------|-------|
| | Mistura Crua A | | Mistura Crua B | |
| | 10 °C | 15 °C | 20 °C | 10 °C |
| 0,2 | 241 | - | - | - |
| 0,5 | 417 | - | - | - |
| 1,0 | 355 | 221 | 185 | 314 |
| 1,5 | 534 | - | - | - |
| 2,0 | 298-505 | 247 | 244 | 458 |
| 3,0 | 588 | - | - | 372 |
| 4,0 | - | - | - | 289 |
| 5,0 | 236-552 | - | - | 739 |
| 9,0 | - | - | - | 558 |
| 10,0 | 885 | - | - | 612 |

Fonte: Adaptado de Yang, 2011.

Já Sisco (2010) apresentou simulações da transferência de calor em um duto de transporte de petróleo a partir do COMSOL V.3.5a para avaliar a distribuição de temperatura no fluido, na parede do tubo e no isolamento durante os seguintes modos de operação: início da linha, operação normal e *shutdown* (ver figura 14). Além disso, estudou a sensibilidade da distribuição de temperatura em relação à variação da espessura do isolamento, e avaliou os efeitos térmicos do tempo de *shutdown*. Com isso, Sisco (2010) concluiu que a espessura de isolamento tem grande impacto na distribuição de temperatura, e que o COMSOL Multiphysics é capaz de obter resultados relevantes para essa a partir de modelos bidimensionais.

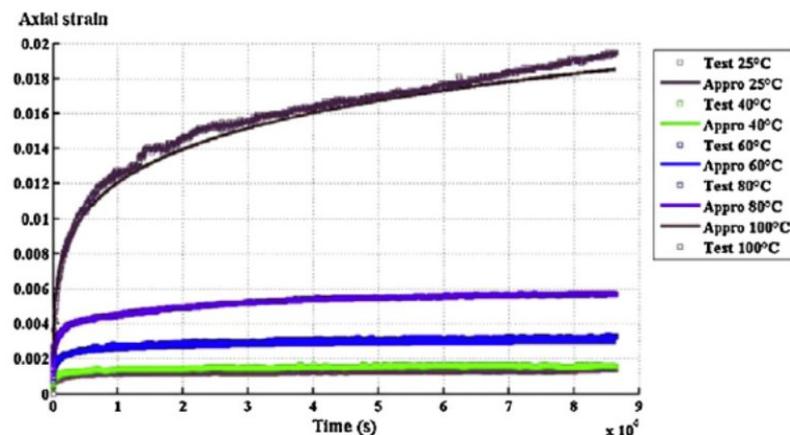
Figura 14 - Distribuição de temperatura cinco dias após o shutdown do duto com 0.944 m de isolamento.



Fonte: Sisco, 2010.

Enquanto no trabalho de Phan *et al.* (2012), o software COMSOL Multiphysics foi utilizado para desenvolver um modelo termomecânico representando o comportamento dos materiais de isolamento térmico submetidos a ensaios de fluência. A comparação dos resultados experimentais e numéricos está apresentada na figura 15.

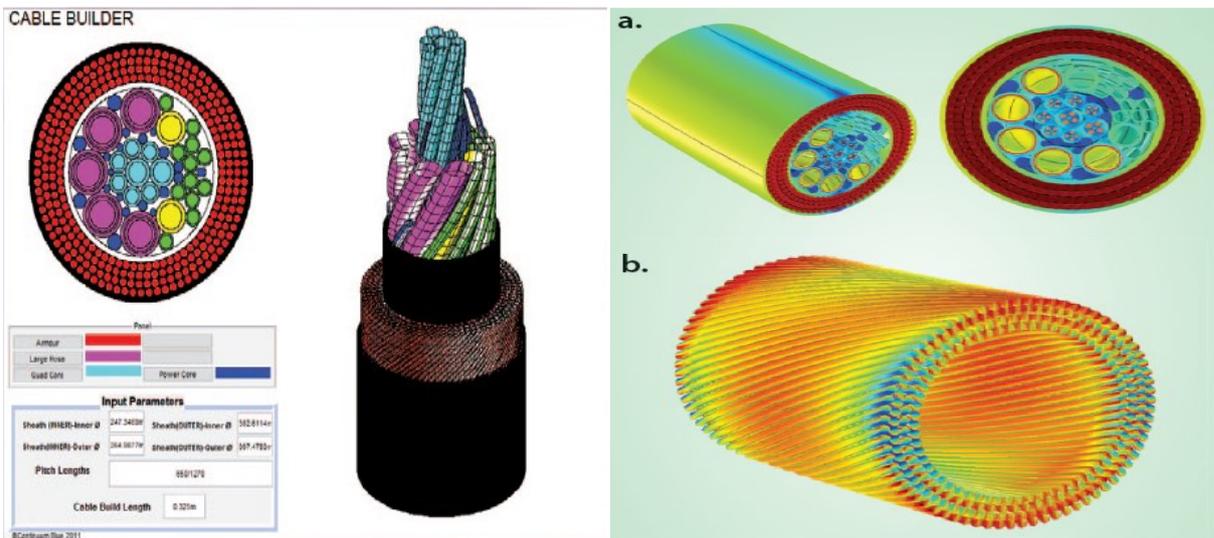
Figura 15 - Comparação entre as curvas tensão-deformação experimentais (pontos) e numéricas (linhas contínuas) obtidas durante os ensaios de fluência com diferentes temperaturas.



Fonte: Phan *et al.*, 2012.

Além disso, na COMSOL News 2012, Nº 57, Dr. Mark Yeoman apresentou análises de tensão e fadiga, e análises térmicas em umbilicais e cabos submarinos realizadas no COMSOL Multiphysics, como visto na figura 16. Com isso, comprovando que o COMSOL é capaz de simular tais estruturas (tridimensionais e complexas) com precisão e rapidez.

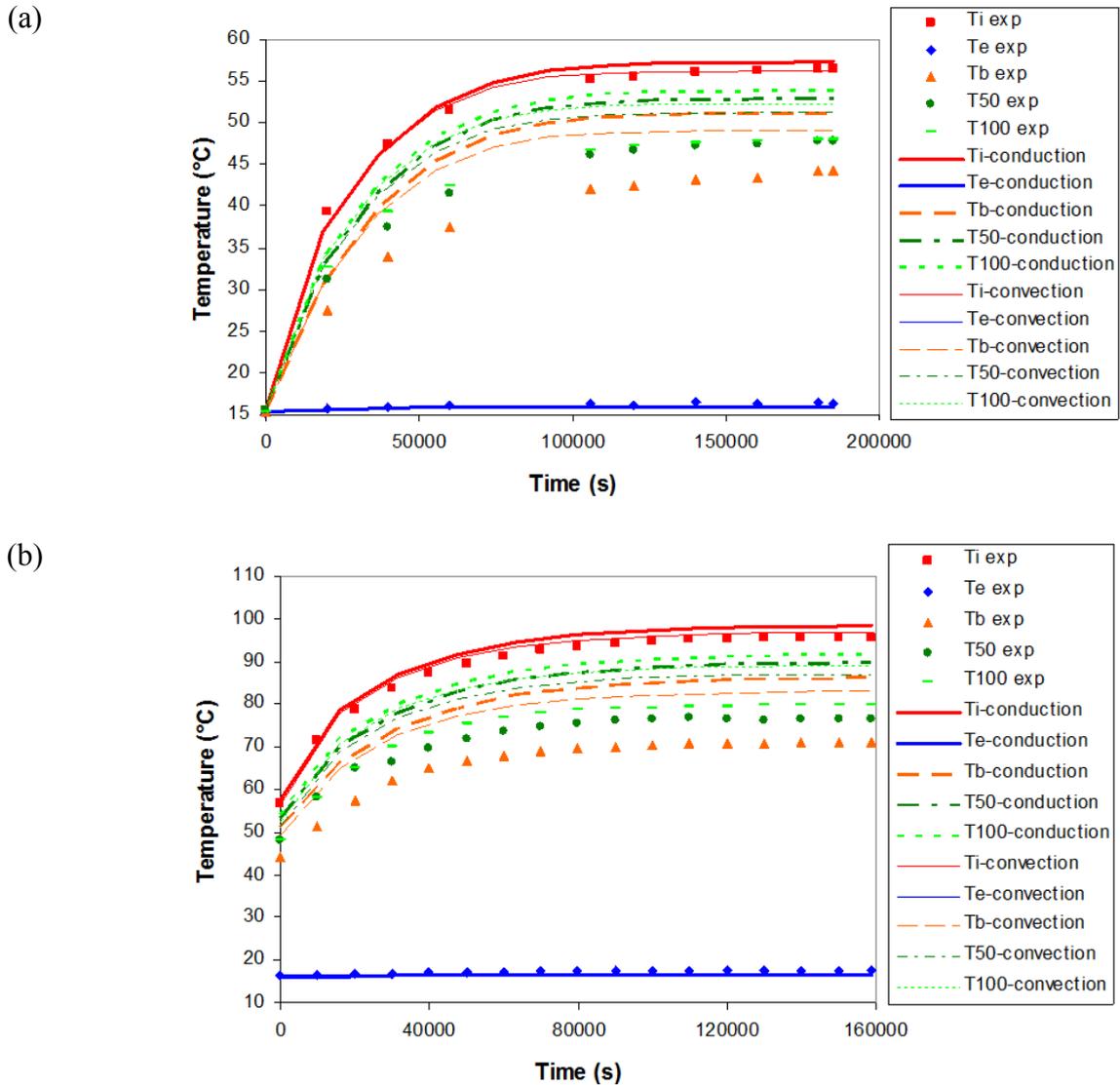
Figura 16 - Ilustração da seção de um cabo submarino e de sua análise de tensão.



Fonte: COMSOL News, 2012.

Por outro lado, Bouchonneau *et al.* (2010), apresentou caracterizações numéricas e experimentais do duto de isolamento com multicamadas abordado também nesse trabalho. Duas modelagens termomecânicas do duto revestido foram desenvolvidas para prever o seu comportamento durante os testes de condição de serviço. O primeiro modelo considera a condução pura através do ar interior para dentro da estrutura, e o segundo modelo considera fenômeno de convecção entre o ar interior e as superfícies metálicas internas da estrutura. Os dados experimentais obtidos durante os testes de tubos industriais e previsões dos modelos relacionados foram comparados e discutidos, de maneira a contribuir com a caracterização do comportamento do duto em situação de serviço. Algumas comparações dos resultados experimentais e numéricos são apresentadas na figura 17.

Figura 17 - Comparação entre as temperaturas experimentais (pontos) e numéricas (linhas contínuas) durante o teste a 300 bar, com fonte de calor interna de: (a) 120W, (b) 240 W.



Fonte: Bouchonneau *et al.*, 2010.

Com isso, o presente trabalho de conclusão de curso, pretende seguir as modelagens termomecânicas realizadas por Bouchonneau *et al.* (2010), aperfeiçoando o modelo criado, a partir da modificação das geometrias e das condições de contorno empregadas, para que esse se aproxime dos resultados experimentais obtidos. E, além disso, avaliar o comportamento do duto durante um *shutdown* (resfriamento), no intuito de se estimar o tempo necessário para chegar a temperatura críticas de resfriamento.

3. METODOLOGIA

3.1 Experimento do duto com isolamento térmico de multicamadas

3.1.1 Estrutura do duto

O duto testado (1,2 m de comprimento) consiste de um tubo de aço (diâmetro interno de cerca de 180 mm, espessura de 18 mm) e cinco camadas de revestimento isolante (61 mm de espessura total), as quais foram industrialmente aplicadas pelo processo de extrusão lateral, detalhado por Berti (2004). O revestimento é composto de vários tipos de materiais: polímeros sólidos e adesivos, e espuma sintática (compósito), a qual é composta por microesferas ocas de vidro, embebidas numa matriz de polipropileno. Uma vantagem de combinar materiais variados é a possibilidade de obtenção de propriedades mecânicas e térmicas, bem como um bom comportamento em longo prazo na água, necessários para a aplicação em alto mar, sendo todas estas propriedades difíceis de obter com um único material (BOUCHONNEAU *et. al.*, 2007). O sistema de camadas múltiplas e as espessuras dos materiais são apresentados na tabela 3.

Tabela 3 - Composição do duto industrial com isolamento térmico de cinco camadas.

| Material da Camada | Espessura (mm) |
|--------------------|----------------|
| Tubo de Aço | 18,26 |
| Epóxi | 0,25 |
| PP Adesivo | 0,25 |
| PP Sólido | 3 |
| PP Sintático | 55 |
| PP Sólido | 2,5 |

Fonte: Adaptado de Bouchonneau *et al.*, 2010.

3.1.2 As propriedades dos materiais

As propriedades térmicas e mecânicas de cada material constitutivo do duto testado são apresentadas na tabela 4. Os valores indicados para a espuma sintática foram coletados a partir de medições experimentais realizadas a 1 bar em pequenas amostras por Lefèbvre *et al.* (2006), sendo as fórmulas apresentadas com temperatura em °C. Já para o tubo de aço e os demais polímeros, os valores da literatura foram utilizados, como dados de entrada na simulação. Ressaltando que os valores independentes de temperatura (constantes) são referentes a uma temperatura de 20 °C.

Tabela 4 - Propriedades térmicas e mecânicas dos materiais do duto.

| Material da Camada | Condutividade Térmica (W/m.K) | Calor Específico (J/kg.K) | Densidade (kg/m ³) | Módulo de Elasticidade (GPa) | Coefficiente de Poisson | Coefficiente de Expansão Térmica (°C ⁻¹) |
|----------------------------|-------------------------------|---------------------------|--------------------------------|------------------------------|-------------------------|--|
| Tubo de Aço | 45 | 475 | 7850 | 218 | 0,33 | 1.10 ⁻⁵ |
| Epóxi | 0,3 | 2000 | 1200 | 3 | 0,4 | 5,3.10 ⁻⁵ |
| PP Adesivo | 0,22 | 2090 | 900 | 1,3 | 0,4 | 1,6.10 ⁻⁴ |
| PP Sólido | 0,22 | 2000 | 900 | 1,3 | 0,4 | 1,6.10 ⁻⁴ |
| PP Sintático | 0,165+10 ⁻⁴ .T | 1506,6+6,26.T | 640 | 1,1-0,94.10 ⁻³ .T | 0,32 | 5.10 ⁻⁵ |
| Tampa de Aço – APX4 | 19 | 460 | 7700 | 211 | 0,33 | 1.10 ⁻⁵ |
| PTFE (Isolamento da Tampa) | 0,24 | 1050 | 2200 | 0,4 | 0,46 | 1,3.10 ⁻⁴ |

Fonte: Adaptado de Bouchonneau *et al.*, 2010.

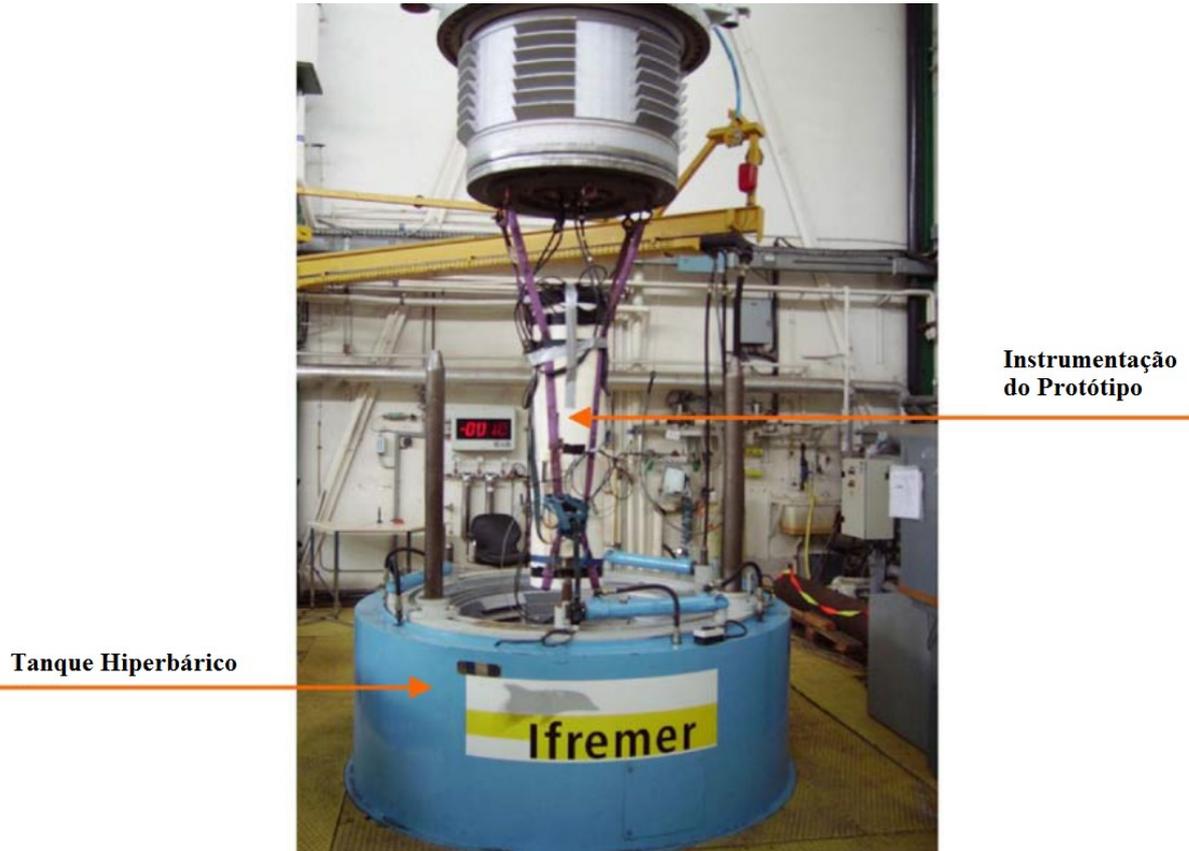
3.1.3 Testes experimentais

Os testes experimentais realizados em protótipos industriais contribuem para desenvolver e complementar o conhecimento sobre os equipamentos empregados, através da coleta de dados experimentais sobre toda uma estrutura em condições representativas de pressão e temperatura de serviços. Além disso, os testes contribuem para discutir a validade das modelagens numéricas realizadas posteriormente (BOUCHONNEAU *et al.*, 2010).

3.1.4 Instalações experimentais

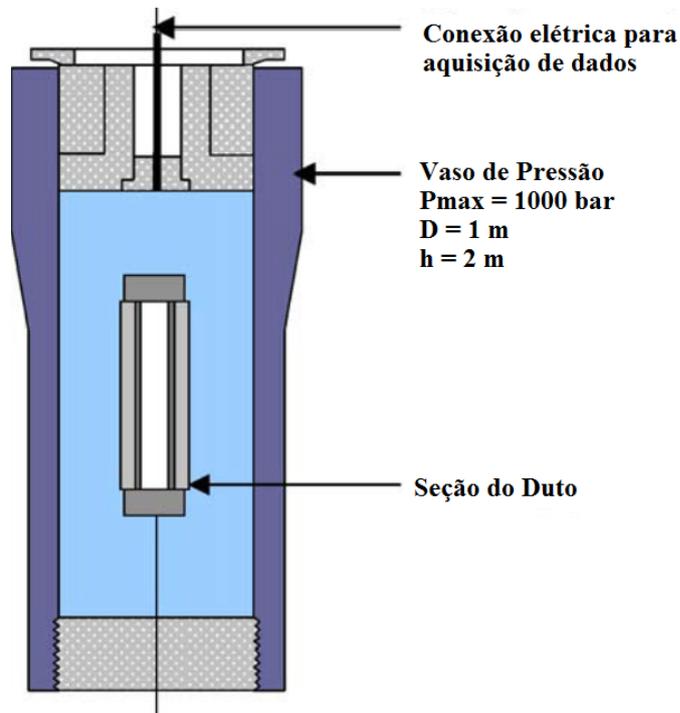
Para o teste do protótipo, foi utilizado um vaso de alta pressão (com 1 m de diâmetro, 2 m de altura, e capacidade de resistir até 1000 bar de pressão interna) localizado no centro de pesquisa IFREMER Brest/França (figura 18). Assim, a pressão dentro do recipiente é regulada e monitorada utilizando um transdutor de pressão montado na parte superior do recipiente de pressão, e a temperatura da água no interior do reservatório sob pressão (cerca de 15 °C no presente estudo) também é regulada e monitorada durante os ensaios. Uma vista esquemática de um tubo de teste em posição vertical durante o ensaio é dada na figura 19. Além disso, o número de sensores para o protótipo foi limitado pelo número de ligações disponíveis no flange do vaso de pressão, totalizando oito sensores (BOUCHONNEAU *et al.*, 2010).

Figura 18 - Criação do protótipo instrumentado no tanque hiperbárico.



Fonte: Adaptado de Bouchonneau *et al.*, 2010.

Figura 19 - Representação esquemática da seção de duto com isolamento durante os testes.



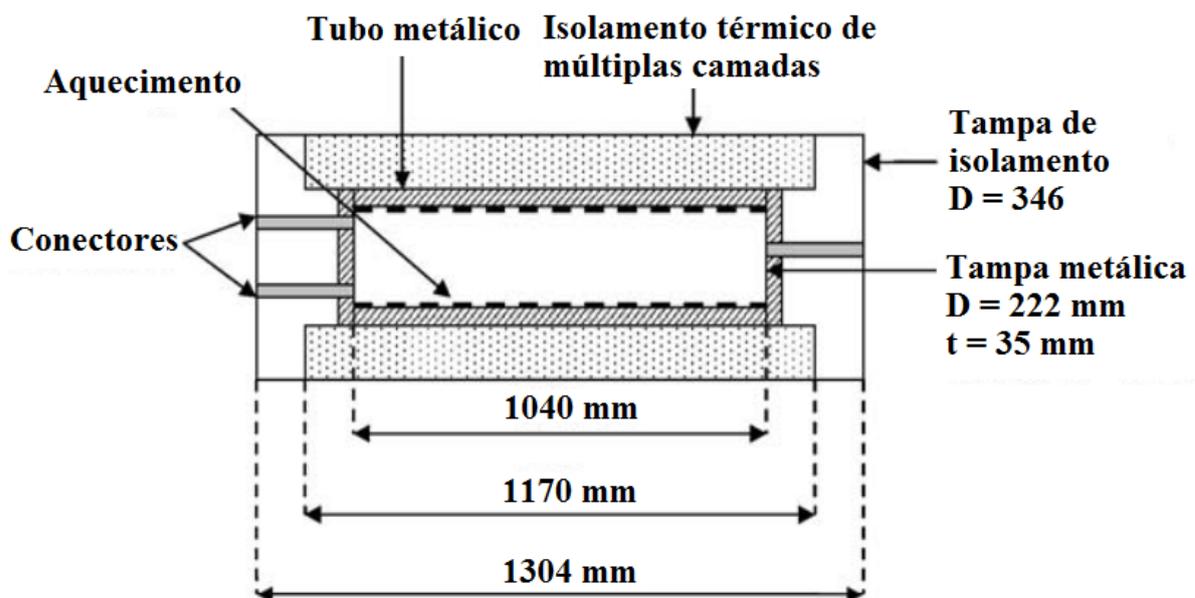
Fonte: Adaptado de Bouchonneau *et al.*, 2010.

3.1.5 Equipamento empregado

A secção do duto com isolamento foi usinada em ambas as extremidades para se adaptar duas tampas de aço inoxidável (APX4) e cobertas por tampas isolantes de 100 mm de espessura de politetrafluoretileno (PTFE), a fim de limitar as perdas de calor axiais. E também, as tampas metálicas foram equipadas com três conectores resistentes a altas pressões externas (BOUCHONNEAU *et al.*, 2010). Esses três conectores de 10 canais são necessários para permitir a alimentação elétrica do sistema de aquecimento interno (um conector) e para coletar dados de sensores internos (dois conectores). Uma ilustração do protótipo instrumentado é apresentada na figura 20.

Neste estudo, um sistema de aquecimento original foi desenvolvido, em vez do óleo de circulação clássica para limitar os efeitos de convecção dentro do tubo, o sistema de aquecimento é composto por elementos de aquecimento (fios de níquel-cromo) embebidos numa fina camada de silicone, colocado sobre o diâmetro interno do tubo de aço e mantido no lugar, ou seja, em contato com a superfície interna do tubo, por um sistema de silicone inflável. Vale à pena ressaltar, que tal configuração interior, sem pressão e sem líquido, também é muito benéfica para a instrumentação utilizada no interior do tubo, e simplificará a modelagem da condição de contorno de fluxo de calor interno. Além disso, esta solução permite um controle fácil do fluxo de calor através do revestimento (BOUCHONNEAU *et al.*, 2010).

Figura 20 - Ilustração do protótipo instrumentado.



Fonte: Adaptado de Bouchonneau *et al.*, 2010.

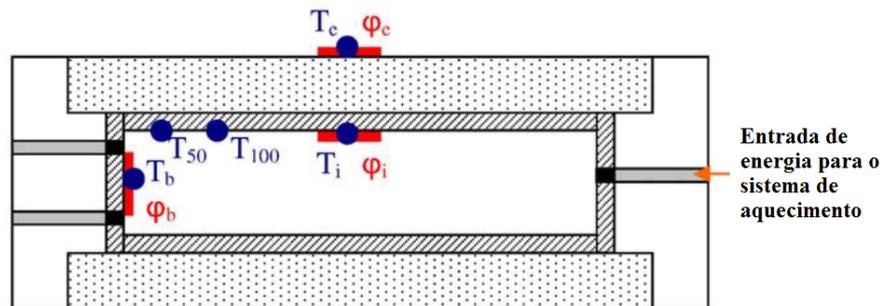
3.3.6 Instrumentação utilizada

A representação esquemática da seção de tubo totalmente instrumentada e a localização dos sensores são dadas na figura 21. O tubo foi instrumentado com seis sensores de temperatura comerciais (Pt100) especificados para temperaturas de até 200 °C (com precisão de cerca de 0,3 % a 100 °C), e localizados em ambas as partes interior e exterior ao longo do comprimento do tubo e nas tampas:

- T_i (°C): a temperatura na superfície interior do aço no centro do tubo;
- T_e (°C): a temperatura na superfície exterior do revestimento no centro do tubo;
- T_b (°C): a temperatura interna na superfície de aço no centro da tampa;
- T_{100} (°C): a temperatura na superfície interior do aço ao longo do tubo, e a 100 mm da tampa;
- T_{50} (°C): a temperatura na superfície interior do aço ao longo do tubo, e a 50 mm da tampa.

Além disso, a temperatura exterior da água no reservatório, $T_{\text{água}}$ (°C), também foi medida utilizando um sensor de platina.

Figura 21 - Representação esquemática da localização dos sensores de instrumentação.



Fonte: Adaptado de Bouchonneau *et al.*, 2010.

Por outro lado, o tubo também foi instrumentado com três sensores de fluxo de calor comerciais localizados em ambas as partes, interior e exterior, ao longo do comprimento do tubo e das tampas:

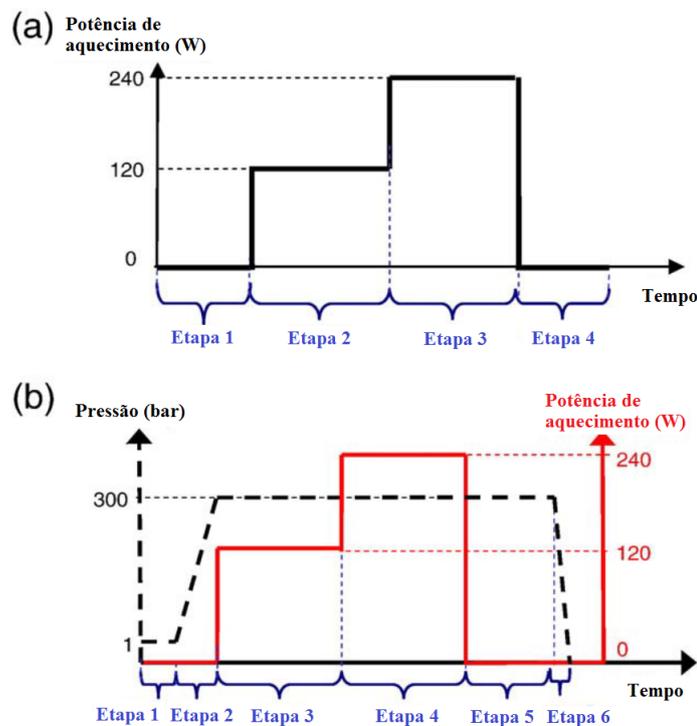
- ϕ_i (W/m²): a densidade de fluxo térmico interno na superfície do aço no centro do tubo, para avaliar calor de entrada pelo sistema de aquecimento;
- ϕ_e (W/m²): densidade do fluxo térmico exterior sobre a superfície do revestimento no centro do tubo, para o calor perdido radialmente;
- ϕ_b (W/m²): densidade de fluxo térmico interno na superfície do aço no centro da tampa de aço, para avaliar o calor perdido longitudinalmente;

Sensores de fluxo de calor com forma plana suave foram selecionados para as superfícies do tubo interna e externa para reduzir os erros relacionados às dificuldades na montagem dos sensores rígidos. Com isso, as leituras obtidas a partir de todos os sensores foram coletadas por uma unidade de aquisição de dados, a qual pode ser programada para realizar análises em intervalos de tempo apropriados ao longo do período de duração do teste (BOUCHONNEAU *et al.*, 2010).

3.3.7 Procedimentos de teste

Inicialmente, o duto com isolamento térmico de multicamadas foi testado sucessivamente sem pressão adicional (pressão externa de um bar - teste A), e depois a pressão hidrostática de 300 bar (teste B), simulando as condições em serviço em cerca de 3000 m de profundidade, em duas situações diferentes de temperatura interior, a fim de estudar a influência da pressão e da temperatura sobre o desempenho térmico da estrutura (BOUCHONNEAU *et al.*, 2010). As sequências de teste são mostradas na figura 22, e os detalhes de cada passo são apresentados na tabela 5.

Figura 22 - Sequências de teste empregadas.



Fonte: Adaptado de Bouchonneau *et al.*, 2010.

As sequências de teste foram escolhidas de forma a representar as condições de serviço (pressão e temperatura). Em ambos os casos, deve ser enfatizado que um teste com uma duração

de aproximadamente 10 dias, não pode ser utilizado para prever a evolução em longo prazo dos sistemas de revestimento de isolamento, para os quais a absorção de água e fluência não podem ser negligenciadas (BOUCHONNEAU *et al.*, 2010).

Tabela 5 - Detalhes de cada passo do procedimento de teste.

| Teste | Etapa | Duração aproximada | Pressão (bar) | Potência de aquecimento (W) | Descrição |
|-------|-------|--------------------|---------------|-----------------------------|---|
| A | 1 | 1 dia | 1 | 0 | Estabilização da temperatura d'água |
| | 2 | 3 dias | 1 | 120 | Estabelecimento do estado estacionário para 1 bar e 120 W |
| | 3 | 3 dias | 1 | 240 | Estabelecimento do estado estacionário para 1 bar e 240 W |
| | 4 | 2 dias | 1 | 0 | Resfriamento e estabilização da temperatura d'água |
| B | 1 | 1 dia | 1-300 | 0 | Estabilização da temperatura d'água |
| | 2 | 30 min. | 300 | 0 | Acréscimo de pressão até 300 bar |
| | 3 | 3 dias | 300 | 120 | Estabelecimento do estado estacionário para 300 bar e 120 W |
| | 4 | 3 dias | 300 | 240 | Estabelecimento do estado estacionário para 300 bar e 240 W |
| | 5 | 3 dias | 300 | 0 | Resfriamento à 300 bar |
| | 6 | 30 min. | 300-1 | 0 | Despressurização |

Fonte: Adaptado de Bouchonneau *et al.*, 2010.

3.2 Modelagem Numérica

3.2.1 Considerações e aperfeiçoamento do modelo

A modelagem termomecânica da estrutura do duto com isolamento térmico de multicamadas será realizada com o *software* COMSOL Multiphysics, com base no método dos elementos finitos, a qual é uma ferramenta particularmente bem adaptada para os problemas de acoplamento entre os vários fenômenos físicos. Assim, a estrutura foi modelada com base na geometria real do duto.

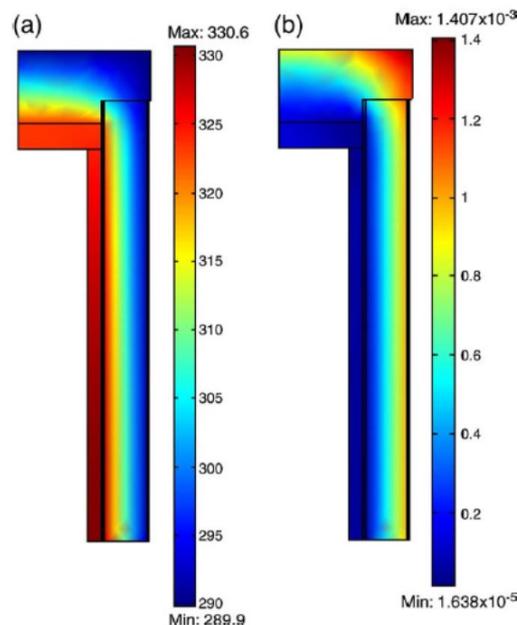
Primeiramente, a resistência térmica de contato entre cada camada é considerada insignificante, a estrutura é considerada como perfeita, ou seja, sem defeitos estruturais, e a modelagem será realizada a partir de um modelo 2D *Axisymmetric*. O 2D *Axisymmetric* do COMSOL Multiphysics 4.4 permite modelar apenas um quarto da estrutura do duto, devido à dupla simetria (hipótese), e assim, aumentar o número de elementos, os quais serão aplicados inicialmente, como elementos triangulares de três nós. Entretanto, a estrutura não é perfeitamente simétrica, pois existem dois conectores em uma tampa e apenas um conector em outra, porém pode ser considerada assim, no caso de se estimar um conector único equivalente aos dois na tampa. Além disso, os conectores elétricos colocados nas tampas, inicialmente não

serão considerados, porém para garantir uma melhor aproximação com os resultados experimentais, serão aplicados no modelo aperfeiçoado.

Por isso, a fim de se avaliar a influência do conector na simulação do comportamento termomecânico da estrutura, serão desenvolvidos diversos modelos da estrutura, aplicando diversas condições de contorno até se obter um, o qual se aproxime dos resultados experimentais.

Por outro lado, os testes experimentais foram realizados durante um período relativamente curto, e por isso, a difusão da água e os efeitos de envelhecimento são negligenciados (fenômenos que necessitam de anos para serem relevantes no comportamento da estrutura). Já a espuma sintética foi considerada, como um material elástico linear, com propriedades térmicas e mecânicas dependendo da temperatura. Logo, essas hipóteses permitem simplificar a modelagem, diminuir o tempo de cálculo, refinar a malha e aumentar o número de elementos para a solução. Um exemplo da distribuição de temperatura e deformação do duto obtidos em regime estacionário com o software COMSOL Multiphysics é apresentado na figura 23.

Figura 23 - Distribuições de (a) temperatura (K) e (b) deformação (m) do duto em estado estacionário de trabalho à 300bar/120W (modelo baseado em convecção interna).



Fonte: Bouchonneau *et al.*, 2010.

Sendo assim, os modelos foram complementados e aperfeiçoados a medida que novas considerações forem feitas com o intuito de se obter um resultado próximo do experimental. Nesses modelos, a distribuição de temperatura no duto com isolamento térmico de

multicamadas, e também, a tensão e a deformação de cada camada de material, foram determinadas ao longo de todas as sequências de teste.

Por fim, a partir dos resultados dos modelos no estado estacionário, foram retiradas as condições de entrada de fluxo térmico, e assim, avaliado o comportamento do duto durante um *shutdown* (resfriamento). E com isso, pôde ser estimado o tempo crítico de *shutdown*, considerando que a partir de 40 °C ocorre a intensificação da formação de compostos parafínicos na linha, e a partir de 25 °C se inicia o congelamento da mesma.

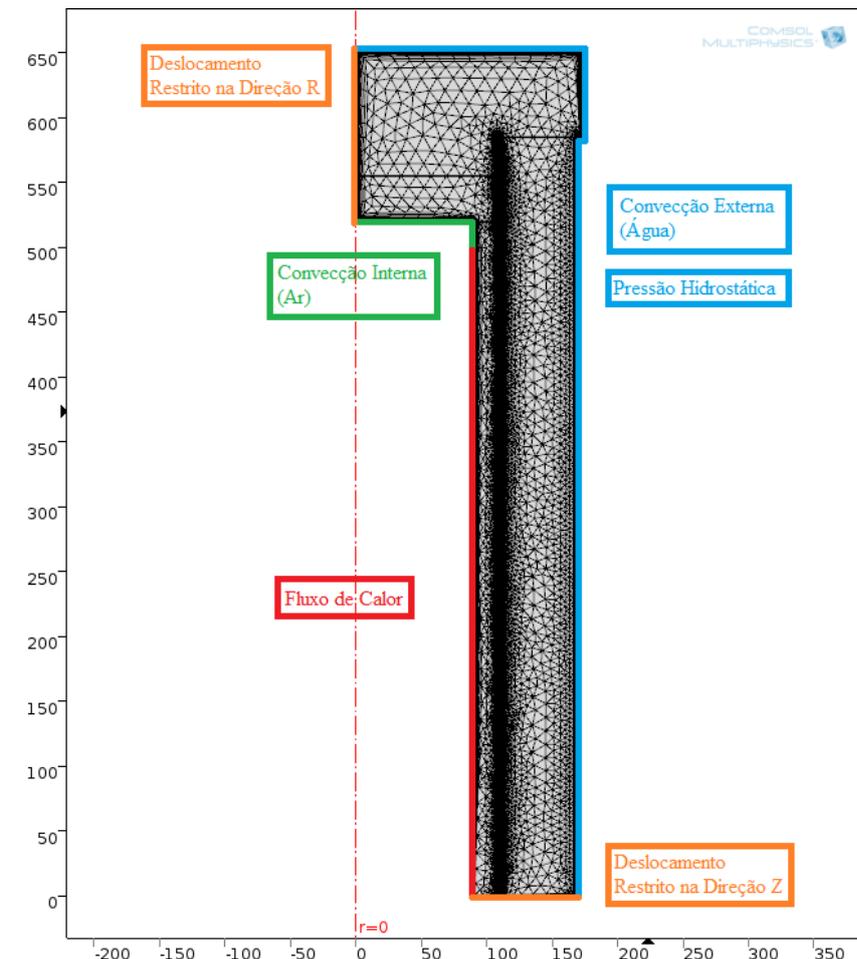
4. DADOS, MODELOS E RESULTADOS

4.1 Validação do modelo inicial

4.1.1 Condições iniciais e de contorno do modelo inicial

A geometria computacional (segundo as dimensões do protótipo), malha de elementos finitos (refinada nas regiões de menor espessura e maiores gradientes, para garantir a convergência do modelo) e condições de contorno do modelo inicial, utilizado para validação do estudo do duto com isolamento térmico multicamadas são apresentadas na figura 24. Esse modelo segue estritamente as condições de contorno descritas por Bouchonneau et. al. (2010), as quais têm como base as hipóteses de convecção interna entre o ar e a superfície interna da tampa metálica do protótipo, convecção externa entre a água e o duto, e fluxo de calor nulo nos eixos de simetria.

Figura 24 - Condições de contorno e malha para o duto com isolamento térmico de múltiplas camadas no modelo inicial.



Fonte: Autor.

Assim, as condições de contorno são:

- Deslocamento restrito (e fluxo de calor nulo) na direção vertical Z na seção inferior do modelo, e deslocamento restrito (e fluxo de calor nulo) na direção radial R na seção superior do modelo;
- Entrada de fluxo de calor constante na superfície interna do duto na região do sistema de aquecimento;
- Convecção externa entre a água e a superfície externa do protótipo, considerando a temperatura da água do reservatório avaliada experimentalmente e o coeficiente de convecção (h_e) calculado para essas condições (método de cálculo em anexo A);
- Convecção natural interna entre o ar e a superfície da tampa metálica, considerando a temperatura no centro da tampa avaliada experimentalmente e o coeficiente de convecção (h_i) calculado para essas condições (método de cálculo em anexo A).

Contudo, como para cada teste e etapa existem condições experimentais distintas, as condições de contorno e iniciais do modelo variam de acordo com os dados descrito na tabela 6. Além disso, as temperaturas iniciais dos modelos de 240 W são avaliadas a partir do resultado do estado estacionário dos modelos de 120 W.

Tabela 6 - Condições de contorno e iniciais para cada teste e etapa principal.

| Etapa do experimento | Pressão (bar) | Fluxo térmico interno (W/m^2) | Temp. inicial do modelo ($^{\circ}C$) | Temp. da água ($^{\circ}C$) | Coeficiente de convecção externo - h_e ($W/m^2.K$) | Temp. média do ar ($^{\circ}C$) | Coeficiente de convecção interno - h_i ($W/m^2.K$) |
|----------------------|---------------|-----------------------------------|---|-------------------------------|--|-----------------------------------|--|
| Teste A/ Etapa 2 | 1 | 210 | 15,36 | 15,25 | 125 | 30 | 3 |
| Teste A/ Etapa 3 | 1 | 420 | - | 15,3 | 155 | 60 | 3,7 |
| Teste B/ Etapa 3 | 300 | 210 | 16,62 | 16,75 | 170 | 30 | 3 |
| Teste B/ Etapa 4 | 300 | 420 | - | 17,27 | 230 | 60 | 3,7 |

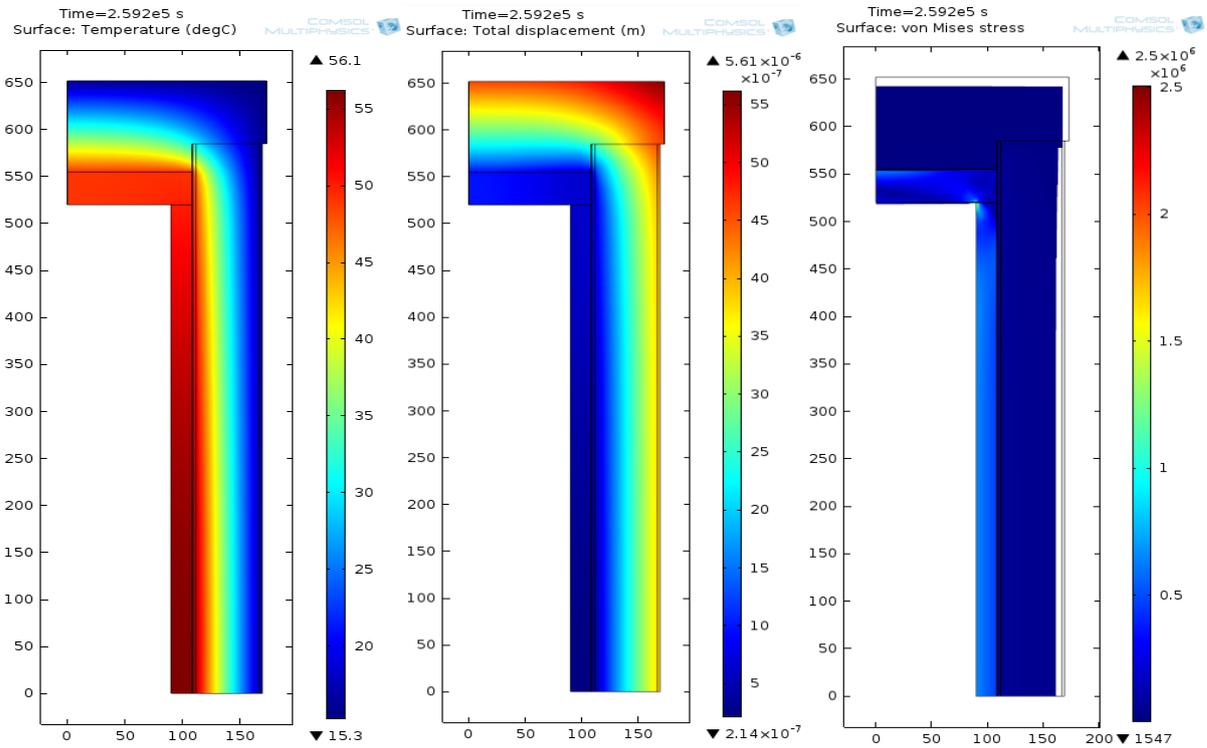
Fonte: Autor.

Sendo assim, a partir dessas condições de contorno e iniciais, foi possível criar modelos no COMSOL Multiphysics para estimar a distribuição das tensões, deformações e principalmente temperatura do duto durante os procedimentos de teste, ou seja, ambos os estados transitório e estacionário.

4.1.2 Resultados no estado estacionário do modelo inicial

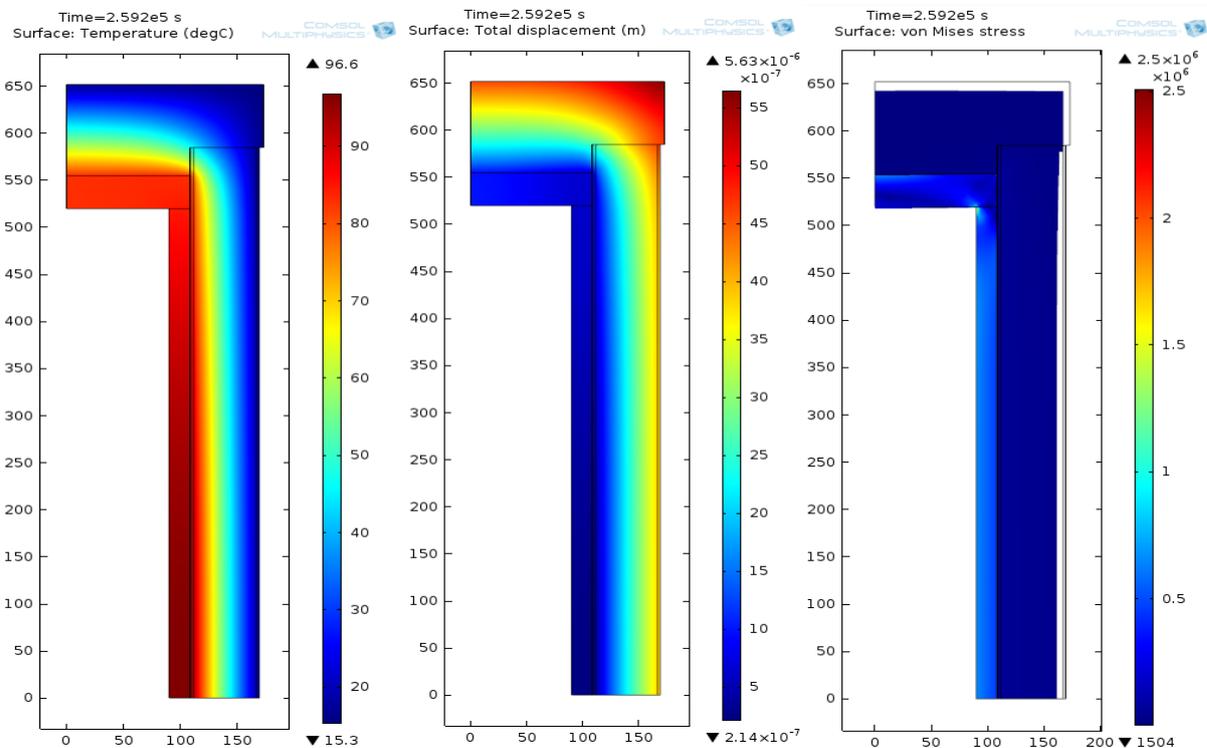
As distribuições de temperatura, deslocamento e tensão resultantes das simulações do duto com isolamento térmico de múltiplas camadas no estado estacionário são apresentadas na figura 25, para o caso de 1 bar e 120 W. E os demais resultados para as outras etapas do experimento no estado estacionário são apresentados nas figuras 26, 27 e 28.

Figura 25 - Distribuições de temperatura, deslocamento e tensão com deformação em escala de 20000:1 (esquerda para direita - 1 bar e 120 W).



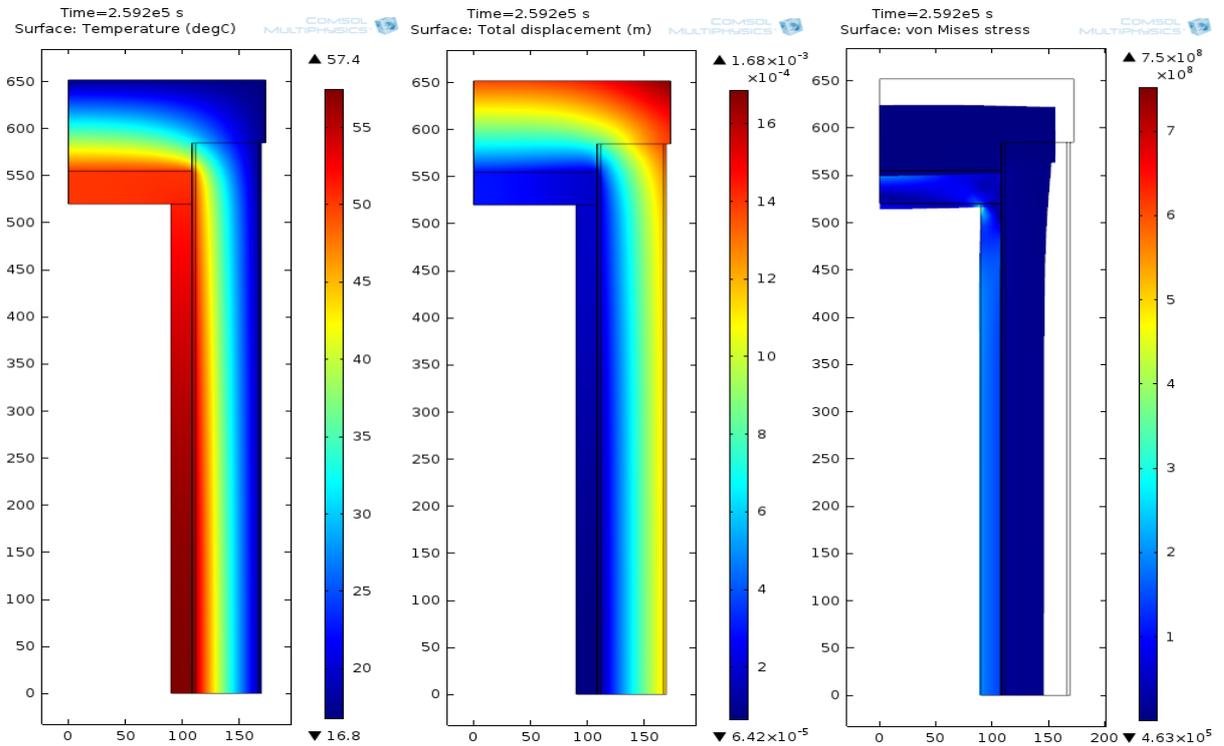
Fonte: Autor.

Figura 26 - Distribuições de temperatura, deslocamento e tensão com deformação em escala de 20000:1 (esquerda para direita - 1 bar e 240 W).



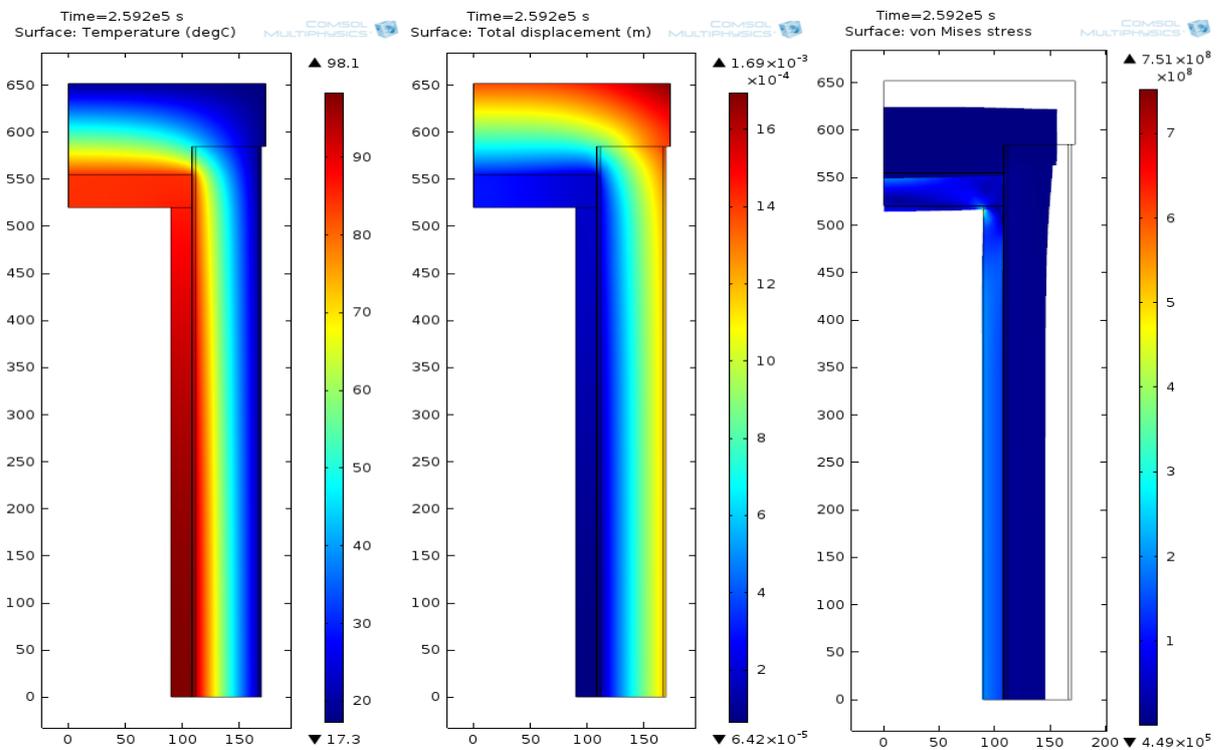
Fonte: Autor.

Figura 27 - Distribuições de temperatura, deslocamento e tensão com deformação em escala de 200:1 (esquerda para direita - 300 bar e 120 W).



Fonte: Autor.

Figura 28 - Distribuições de temperatura, deslocamento e tensão com deformação em escala de 200:1 (esquerda para direita - 300 bar e 240 W).



Fonte: Autor.

Os resultados da distribuição de temperatura em todas as etapas de teste, demonstram um gradiente de temperatura no sentido longitudinal, o qual indica que há uma perda de calor significativa nesta direção. Essa perda de calor longitudinal é proveniente principalmente da tampa metálica, a qual possui alta condutividade térmica, permitindo que o calor passe mais facilmente.

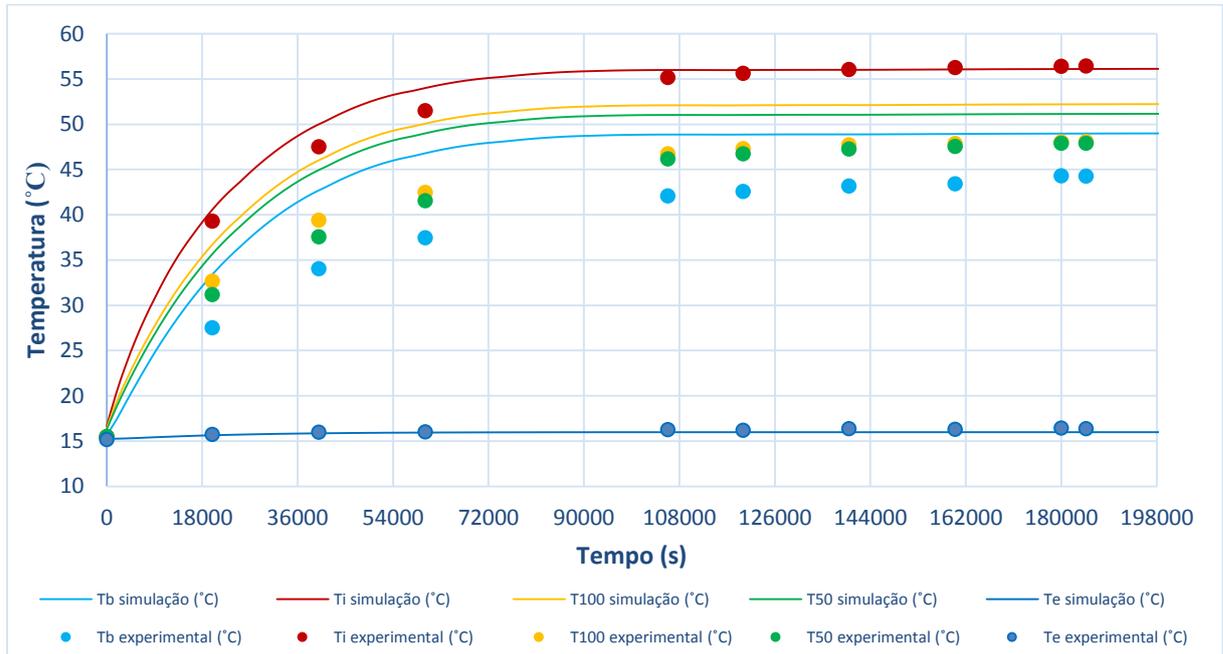
Por outro lado, as distribuições de deslocamento são relevantes apenas nos testes à 300 bar, e demonstram que a tampa de PTFE sofreu deformações significativas (de até 1,69 mm no modelo de 240 W), podendo ter colaborado para aumentar a perda de calor longitudinal no protótipo. Além disso, as distribuições de tensão nos testes apresentam uma concentração de tensão na região de ligação (“quina”) entre a tampa metálica e o duto, porém como esses valores se encontram abaixo do limite de escoamento (cerca de 350 MPa), não são considerados significantes.

4.1.3 Resultados numéricos do modelo inicial no estado transitório e comparação com os resultados experimentais

As comparações das temperaturas simuladas e experimentais do protótipo no regime transitório são apresentadas nas figuras 29, 30, 31 e 32, tomando como base a localização dos sensores de temperatura utilizados nos testes:

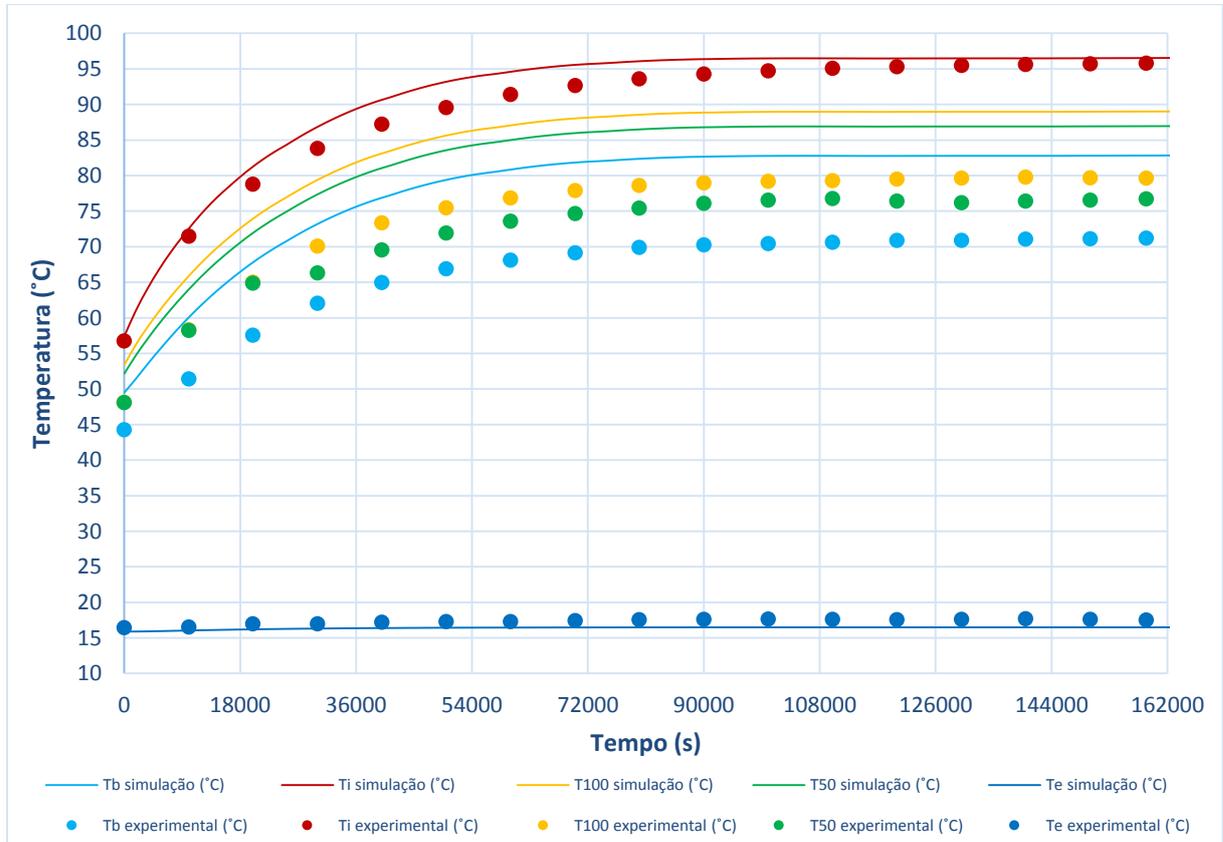
- T_i (°C): a temperatura na superfície interior do aço no centro do duto;
- T_e (°C): a temperatura na superfície exterior do revestimento no centro do duto;
- T_b (°C): a temperatura interna na superfície de aço no centro da tampa;
- T_{100} (°C): a temperatura na superfície interior do aço ao longo do duto, e a 100 mm da tampa;
- T_{50} (°C): a temperatura na superfície interior do aço ao longo do duto, e a 50 mm da tampa.

Figura 29 - Gráfico de comparação entre as temperaturas simuladas e experimentais durante o teste a 1 bar e 120 W.



Fonte: Autor.

Figura 30 - Gráfico de comparação entre as temperaturas simuladas e experimentais durante o teste a 1 bar e 240 W.

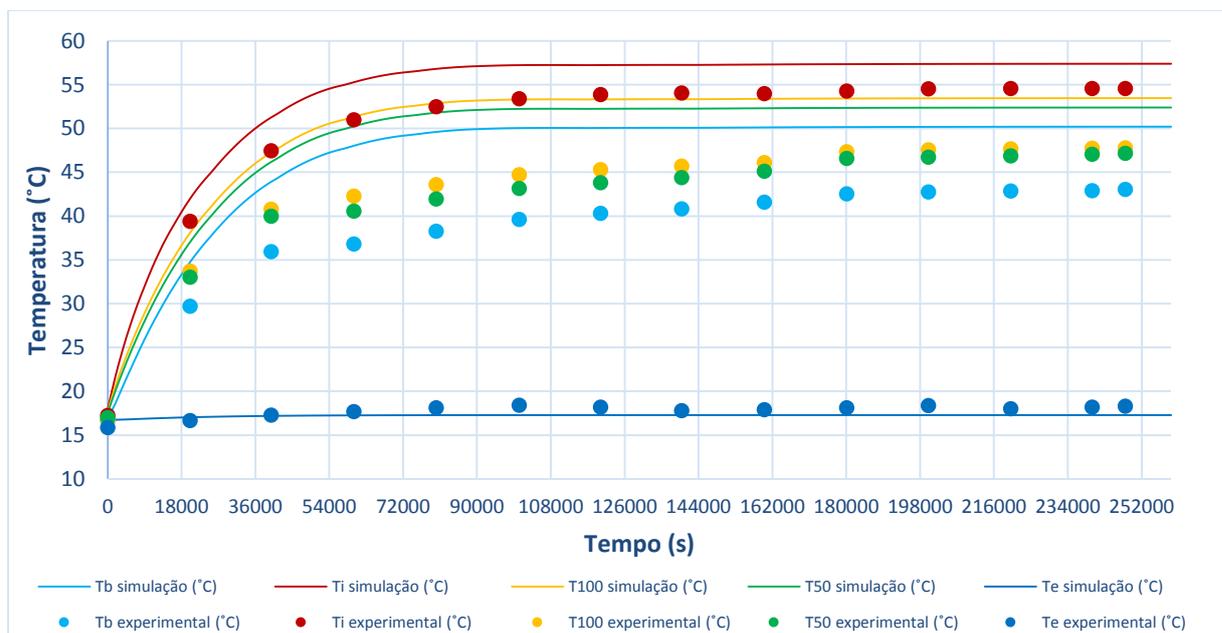


Fonte: Autor.

Pode-se notar que para ambas as etapas do teste à 1 bar (com potência de aquecimento de 120 W e 240 W), as temperaturas interna e externa do duto, T_i e T_e , se encaixam muito bem aos valores experimentais, com um erro de máximo para T_i de 4,75% no regime transiente e 0,57% no regime estacionário para o aquecimento de 120 W, e 3,96% no regime transiente e 0,78% no regime estacionário para o aquecimento de 240 W. Já as outras temperaturas simuladas (T_b , T_{50} e T_{100}) são significativamente superestimadas, chegando a erros para T_b de 20,01% no regime transiente e 9,64% no regime estacionário para o aquecimento de 120 W, e 15,7% no regime transiente e 14,03% no regime estacionário para o aquecimento de 240 W. Isso ocorre principalmente, devido à perda de calor longitudinal, a qual é superior ao valor estimado no modelo, causando essa diferença entre as temperaturas simuladas e experimentais.

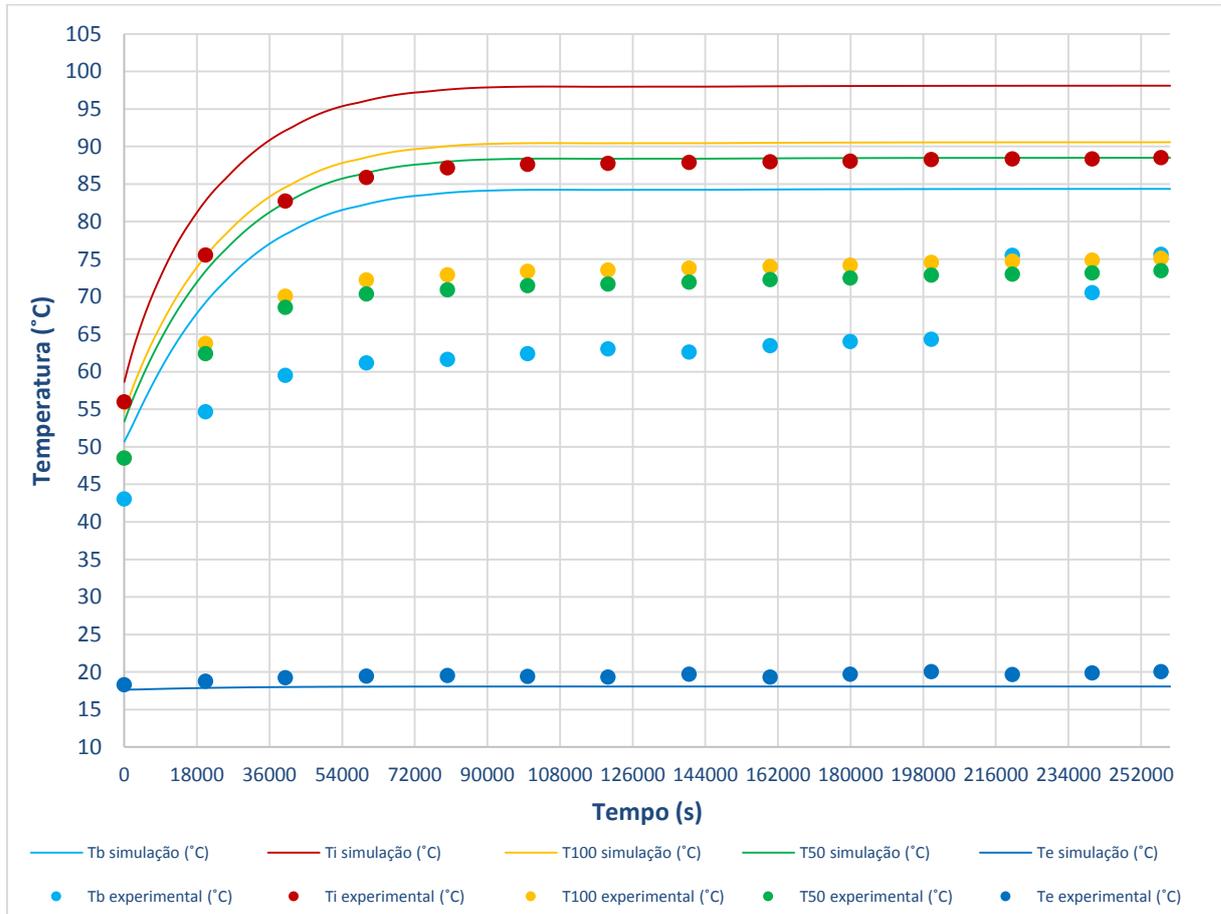
As mesmas observações podem ser destacadas para os testes realizados sob 300 bar, ilustrados nas figuras 31 e 32, onde as diferenças entre as temperaturas experimentais e simuladas são ainda maiores, com um erro de máximo para T_i de 7,64% no regime transiente e 4,9% no regime estacionário para o aquecimento de 120 W, e 10,77% no regime transiente e 9,75% no regime estacionário para o aquecimento de 240 W. Além disso, chegando a erros para T_b de 26,6% no regime transiente e 14,26% no regime estacionário para o aquecimento de 120 W, e 26,48% no regime transiente e 23,70% no regime estacionário para o aquecimento de 240 W. Isso pode ser em parte explicado pela dificuldade de determinar os coeficientes de convecção térmica (superfícies externas e internas) e pela perda de calor longitudinal.

Figura 31 - Gráfico de comparação entre as temperaturas simuladas e experimentais durante o teste a 300 bar e 120 W.



Fonte: Autor.

Figura 32 - Gráfico de comparação entre as temperaturas simuladas e experimentais durante o teste a 300 bar e 240 W.



Com isso, para melhor estudo e comparação dos erros dos modelos de validação, elaborou-se uma tabela comparativa (ver tabela 7).

Tabela 7 - Erro do modelo inicial.

| Teste | Erro (%) | | | |
|------------------------|-------------------|--------|---------------------|--------|
| | Regime Transiente | | Regime Estacionário | |
| | Ti | Tb | Ti | Tb |
| 120 W e 1 bar | 4,75% | 20,01% | -0,57% | 9,64% |
| 240 W e 1 bar | 3,96% | 15,70% | 0,78% | 14,03% |
| 120 W e 300 bar | 7,64% | 26,60% | 4,90% | 14,26% |
| 240 W e 300 bar | 10,77% | 26,48% | 9,75% | 23,70% |

Fonte: Autor.

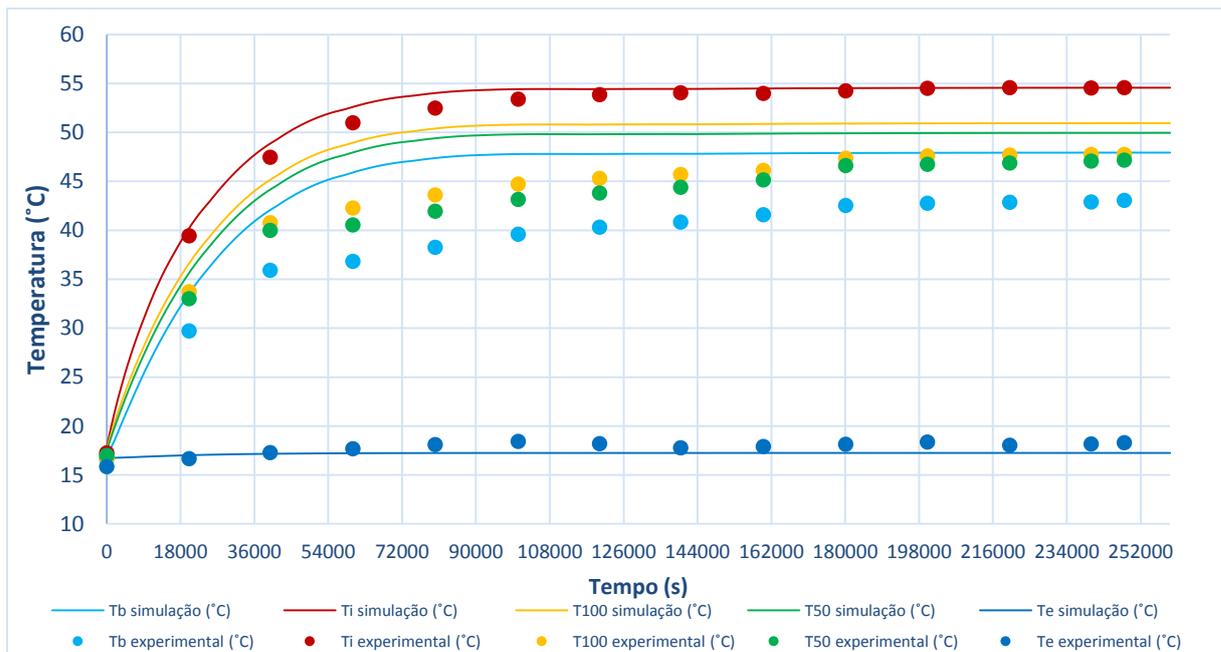
Sendo assim, a partir desses resultados conclui-se que o modelo inicial está coerente com o apresentado por Bouchonneau *et. al.* (2010), pois as temperaturas interna e externa do duto, T_i e T_e , apresentadas na literatura diferem dos resultados em apenas cerca de 0,1 °C. Logo, o modelo está verificado, e pode-se passar a aperfeiçoá-lo no intuito de aproximar as temperaturas intermediárias, T_b , T_{50} e T_{100} dos resultados experimentais.

4.1.4 Otimização dos resultados de validação à 300 bar

Para estimar as perdas térmicas longitudinais e otimizar os resultados obtidos para T_i no caso dos testes à 300 bar, onde o erro para essa temperatura chegou a mais de 10%, foram feitos ajustes (aproximações lineares) no modelo de validação em relação ao fluxo de calor interno até que o valor simulado de T_i chegasse ao experimental no estado estacionário.

Assim, ao se reduzir o fluxo térmico interno para 92,9% do inicial no modelo de 120 W e 300 bar, obtém-se uma ótima aproximação para os valores da temperatura interna do duto, como apresentado na figura 33. Neste modelo otimizado, as diferenças entre as temperaturas experimentais e simuladas são menores, com um erro de máximo para T_i de 2,93% no regime transiente e 0,004% no regime estacionário, para o aquecimento de 120 W.

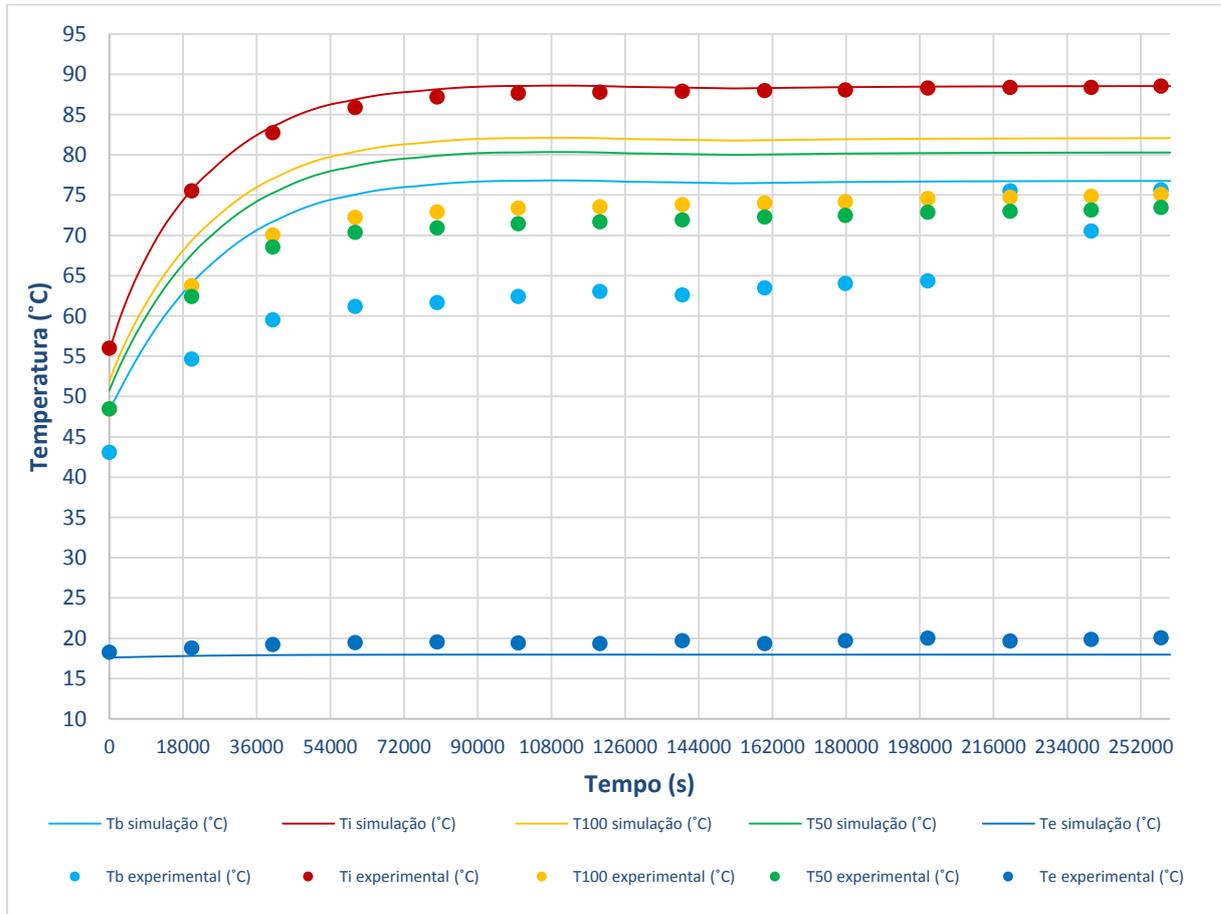
Figura 33 - Gráfico de comparação entre as temperaturas otimizadas e experimentais durante o teste a 300 bar e 120 W.



Fonte: Autor.

Por outro lado, no modelo de 240 W e 300 bar, somente ao se reduzir o fluxo térmico interno para 87,6% do inicial, obtém-se uma ótima aproximação para os valores da temperatura interna do duto, como apresentado na figura 34. Neste modelo otimizado, as diferenças entre as temperaturas experimentais e simuladas são menores, com um erro de máximo para T_i de 1,05% no regime transiente e 0,003% no regime estacionário, para o aquecimento de 240 W.

Figura 34 - Gráfico de comparação entre as temperaturas otimizadas e experimentais durante o teste a 300 bar e 240 W.



Fonte: Autor.

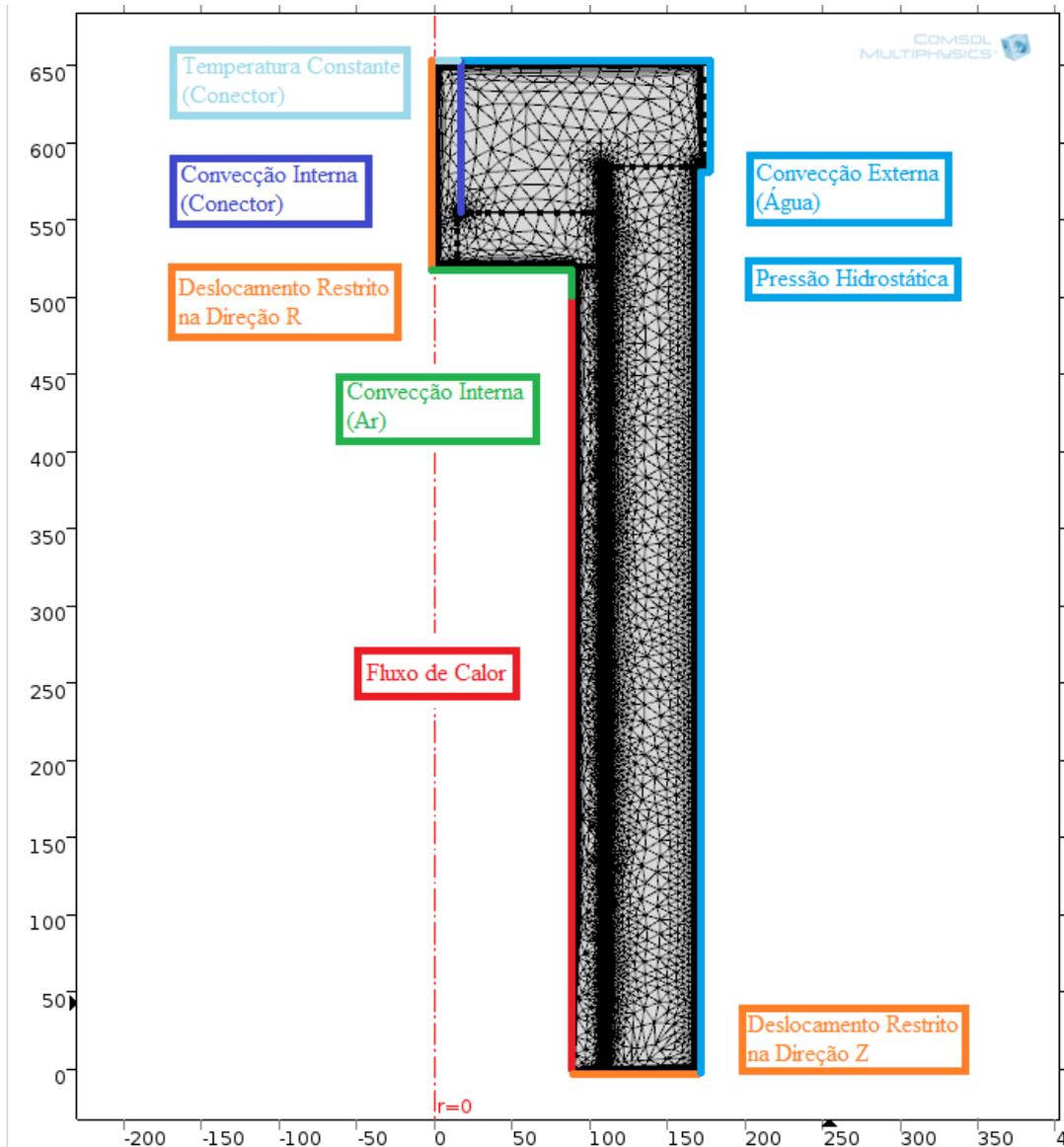
Logo, conclui-se que a perda de calor longitudinal no modelo de 120 W e 300 bar é de aproximadamente 7,1%, e no modelo de 240 W e 300 bar é de aproximadamente 12,4%, tomando como base o valor complementar do fluxo térmico interno.

4.2 Aperfeiçoamento do modelo

4.2.1 Novas condições iniciais e de contorno

A geometria computacional, malha de elementos finitos (refinada nas regiões de menor espessura e maiores gradientes, para garantir a convergência do modelo), e condições de contorno e iniciais do modelo aperfeiçoado, utilizado para otimização dos resultados de estudo do duto com isolamento térmico de múltiplas camadas, são apresentadas na figura 35. Além de seguir as condições de contorno e iniciais expostas anteriormente, esse modelo considera a presença do conector (equivalente) de ligação com os sensores experimentais, o qual se situa no centro da tampa de PTFE, e é responsável por boa parte da perda de calor longitudinal.

Figura 35 - Condições de contorno e malha para o duto com isolamento térmico de múltiplas camadas no modelo aperfeiçoado.



Fonte: Autor.

Assim, as novas condições de contorno são:

- Temperatura constante na seção, a qual da continuidade ao conector, igual a temperatura da água externa;
- Convecção natural interna entre a água e as superfícies do conector e da tampa de PTFE, considerando a temperatura da água externa e o coeficiente de convecção (h_{i2}) determinado por aproximação linear do valor da temperatura T_b simulada com a experimental no estado estacionário.

Contudo, como para cada teste e etapa existem condições experimentais distintas, as novas condições de contorno do modelo variam de acordo com os dados descrito na tabela 8. Além disso, como descrito anteriormente, as temperaturas iniciais dos modelos de 240 W são avaliadas a partir do resultado do estado estacionário dos modelos de 120 W.

Tabela 8 - Novas condições de contorno para cada teste e etapa principal.

| Etapa do experimento | Pressão (bar) | Fluxo de calor interno do modelo (W/m ²) | Temperatura constante da ponta do conector (°C) | Coefficiente de convecção interno no conector - h_{i2} (W/m ² .K) |
|----------------------|---------------|--|---|--|
| Teste A/ Etapa 2 | 1 | 210 | 15,25 | 0,29 |
| Teste A/ Etapa 3 | 1 | 420 | 15,3 | 0,29 |
| Teste B/ Etapa 3 | 300 | 210 | 16,75 | 17,6 |
| Teste B/ Etapa 4 | 300 | 420 | 17,27 | 96,7 |

Fonte: Autor.

Sendo assim, a partir dessas novas condições de contorno, foi possível criar modelos aperfeiçoados no COMSOL Multiphysics para estimar melhor a distribuição das tensões, deformações e principalmente temperatura do duto, durante todos os procedimentos de teste, ou seja, ambos os estados transitório e estacionário.

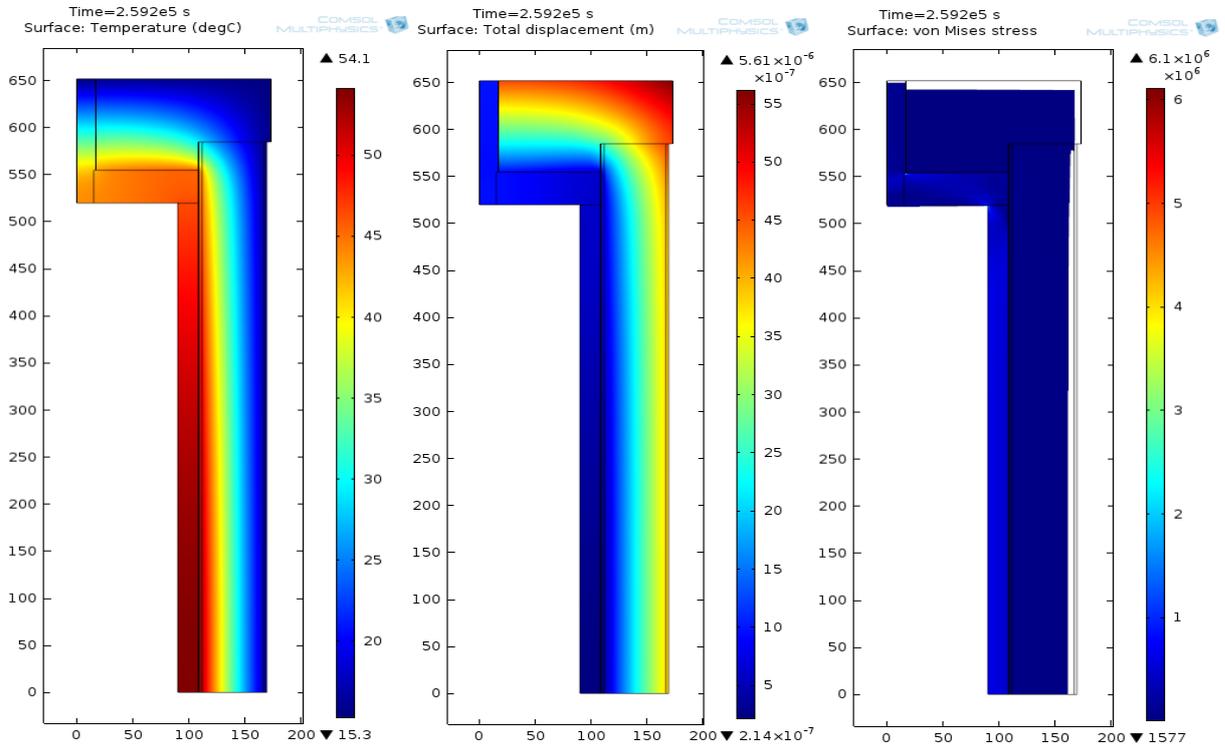
4.2.2 Resultados no estado estacionário do modelo aperfeiçoado

As distribuições de temperatura, deslocamento e tensão resultantes das simulações do duto com isolamento térmico de múltiplas camadas com conector no estado estacionário são apresentadas na figura 36, para o caso de 1 bar e 120 W. E os demais resultados para as outras etapas do experimento no estado estacionário são apresentados nas figuras 37, 38 e 39.

Os resultados da distribuição de temperatura em todas as etapas de teste, demonstram que no conector tem-se um gradiente de temperatura, causado pela elevada condutividade térmica do seu material, o qual provocou uma maior perda de calor longitudinal. Com isso, obteve-se resultados próximos do modelo otimizado, aproximando ainda mais a temperatura interna da tampa metálica das condições experimentais.

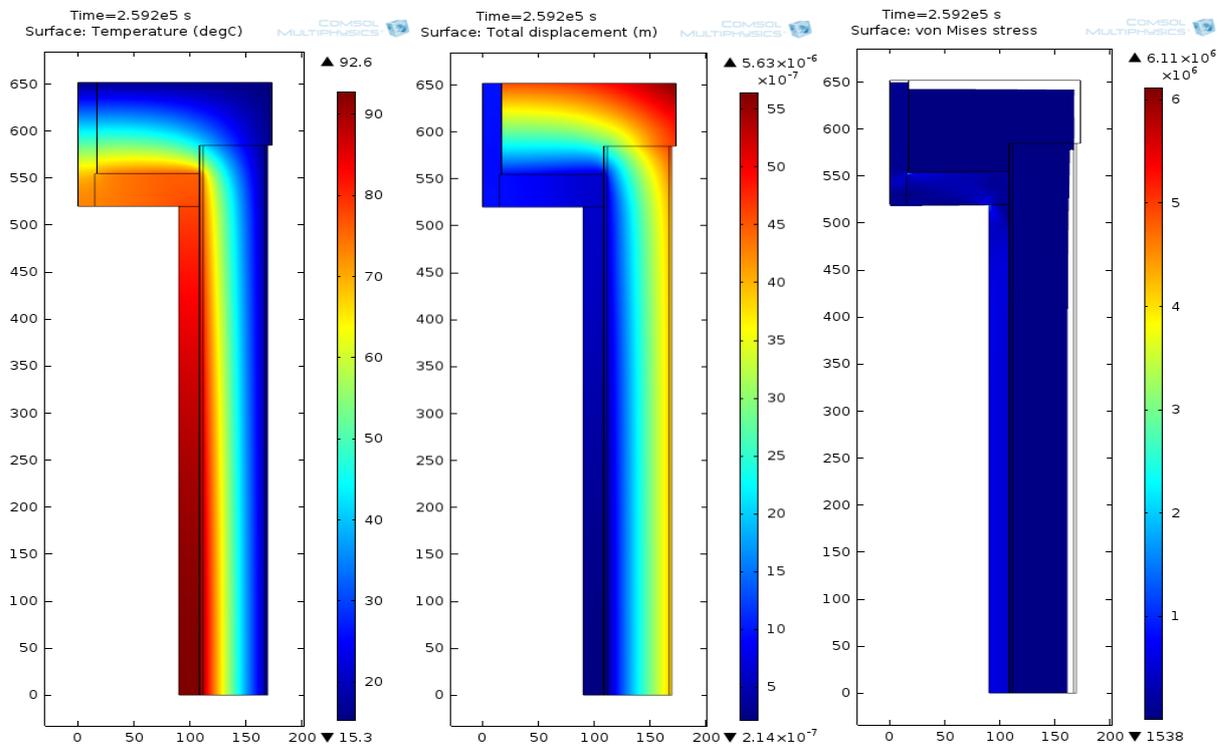
Por outro lado, as distribuições de deslocamento e tensão com deformação em escala nos modelos com 300 bar, mostram que o conector sofre uma deformação menor do que a tampa de PTFE, o que pode vir a ocasionar a separação dos dois em uma região. Isso permite à água roubar calor diretamente das laterais do conector, causando a convecção interna no conector, a qual foi aproximada linearmente no modelo.

Figura 36 - Distribuições de temperatura, deslocamento e tensão com deformação em escala de 20000:1, do modelo aperfeiçoado (esquerda para direita - 1 bar e 120 W).



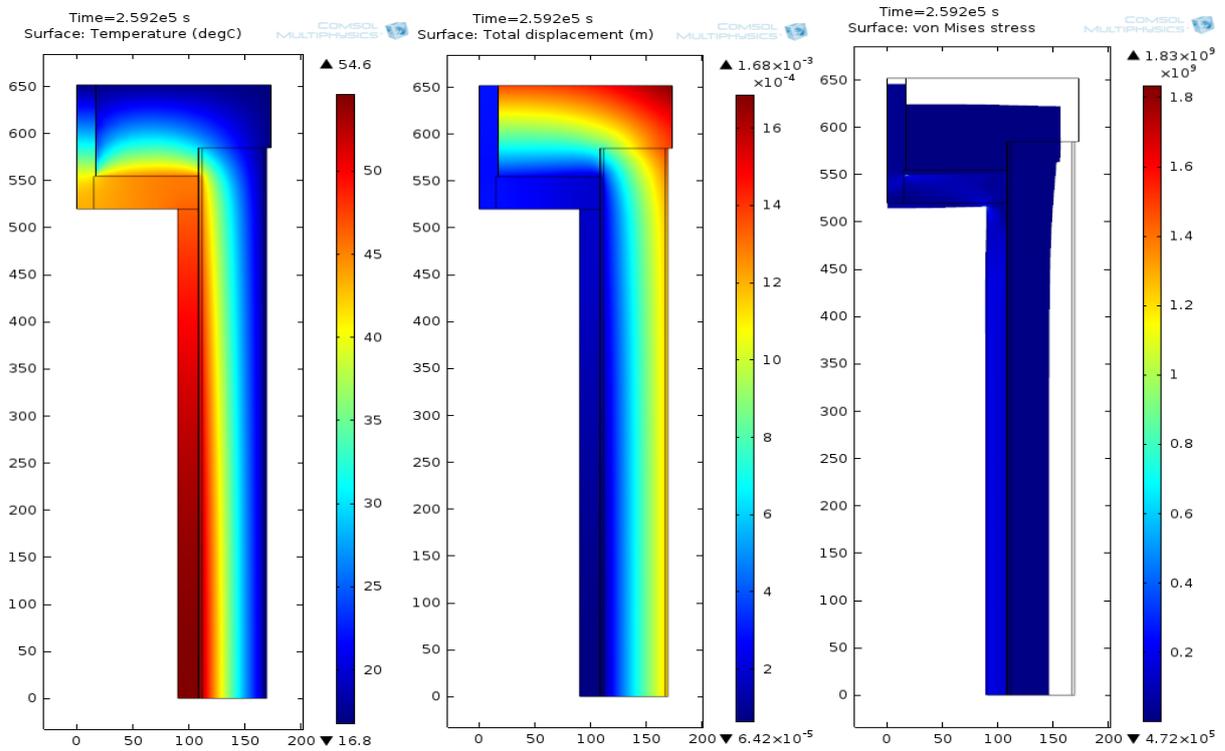
Fonte: Autor.

Figura 37 - Distribuições de temperatura, deslocamento e tensão com deformação em escala de 20000:1, do modelo aperfeiçoado (esquerda para direita - 1 bar e 240 W).



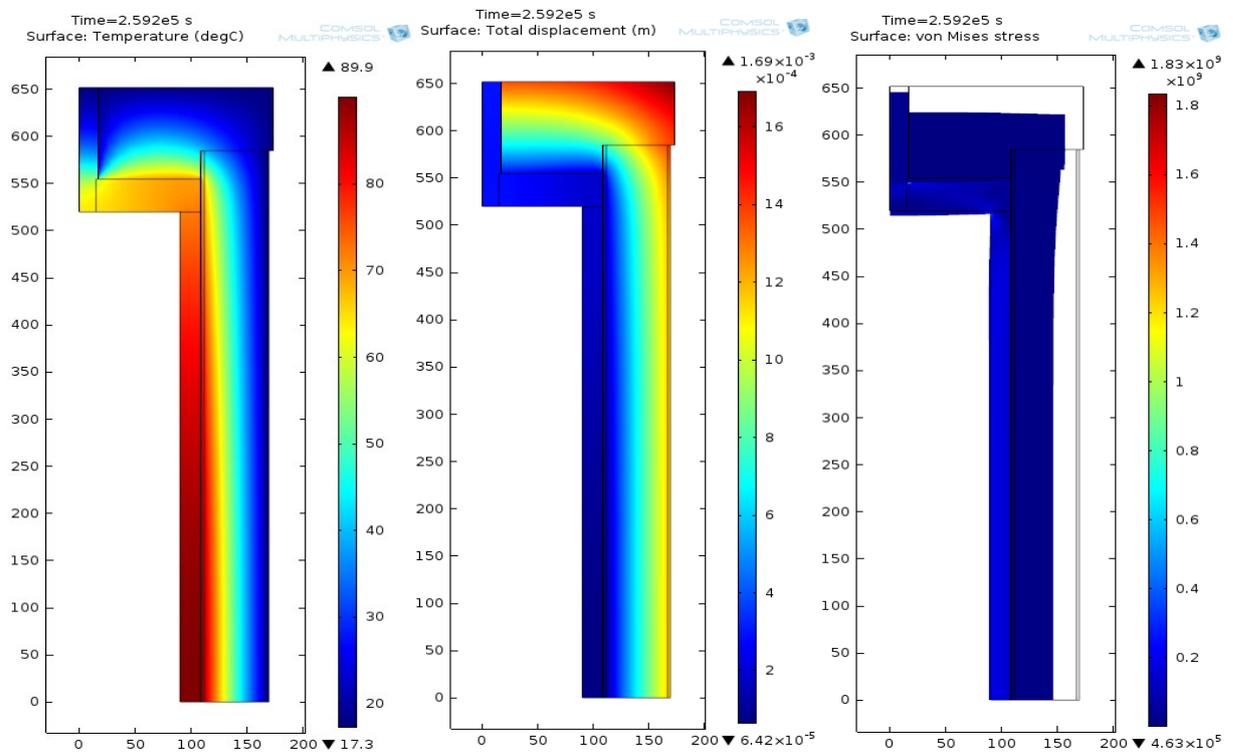
Fonte: Autor.

Figura 38 - Distribuições de temperatura, deslocamento e tensão com deformação em escala de 200:1, do modelo aperfeiçoado (esquerda para direita - 300 bar e 120 W).



Fonte: Autor.

Figura 39 - Distribuições de temperatura, deslocamento e tensão com deformação em escala de 200:1, do modelo aperfeiçoado (esquerda para direita - 300 bar e 240 W).



Fonte: Autor.

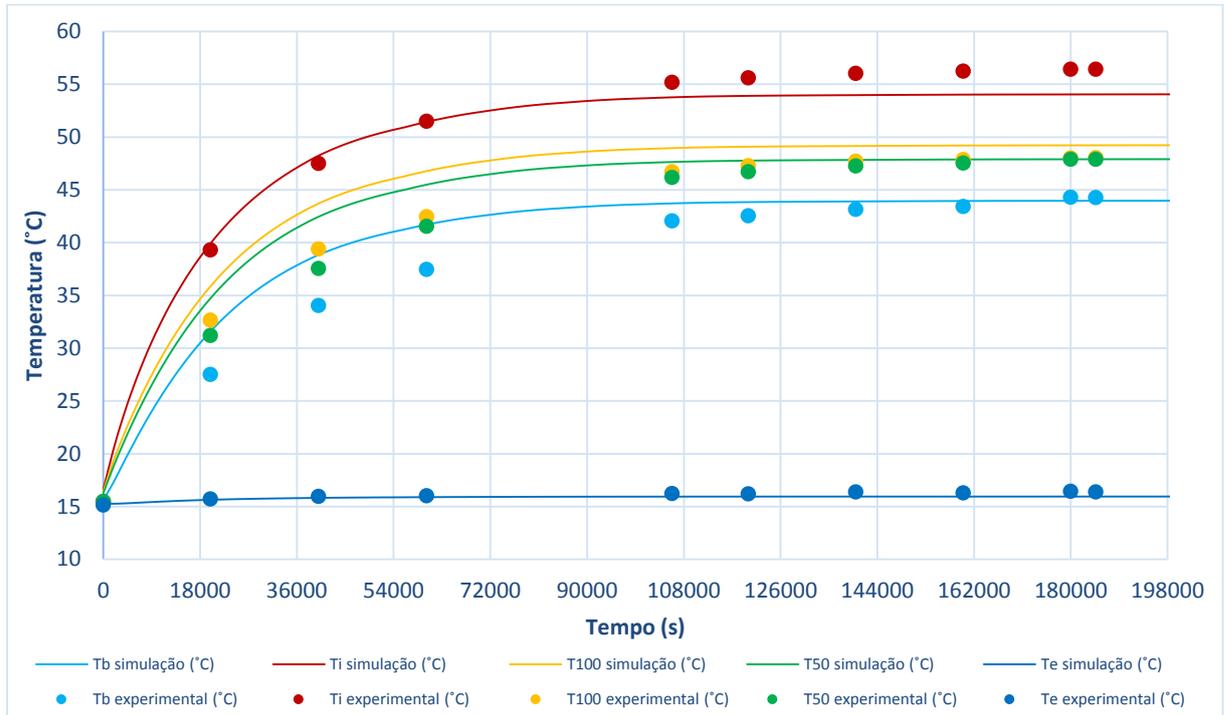
4.2.3 Resultados numéricos do modelo aperfeiçoado no estado transitório e comparação com os resultados experimentais

As comparações das temperaturas simuladas do modelo aperfeiçoado e experimentais do protótipo no regime transitório são apresentadas nas figuras 40, 41, 42 e 43, tomando como base a localização dos sensores de temperatura utilizados nos testes, já descrita. Porém, a temperatura, T_b , medida anteriormente no centro da tampa metálica, passa a ser medida no ponto de encontro entre a tampa metálica e o conector central, aproximando-se das condições reais de teste.

Pode-se notar que para ambas as etapas do teste à 1 bar (com potência de aquecimento de 120 W e 240 W), as temperaturas internas centrais do duto e da tampa, simuladas no modelo aperfeiçoado, T_i e T_b , se encontram ligeiramente abaixo e acima dos valores experimentais, respectivamente. Com isso, obteve-se um erro máximo para T_i de 1,28% no regime transiente e 4,23% no regime estacionário para o aquecimento de 120 W, e 0,48% no regime transiente e 3,24% no regime estacionário para o aquecimento de 240 W. Logo, o erro de T_i no regime estacionário aumentou, enquanto no regime transitório diminuiu, fazendo com que a curva simulada “se assemelhe” a uma curva de mínimo erro absoluto ou quadrático dos pontos experimentais.

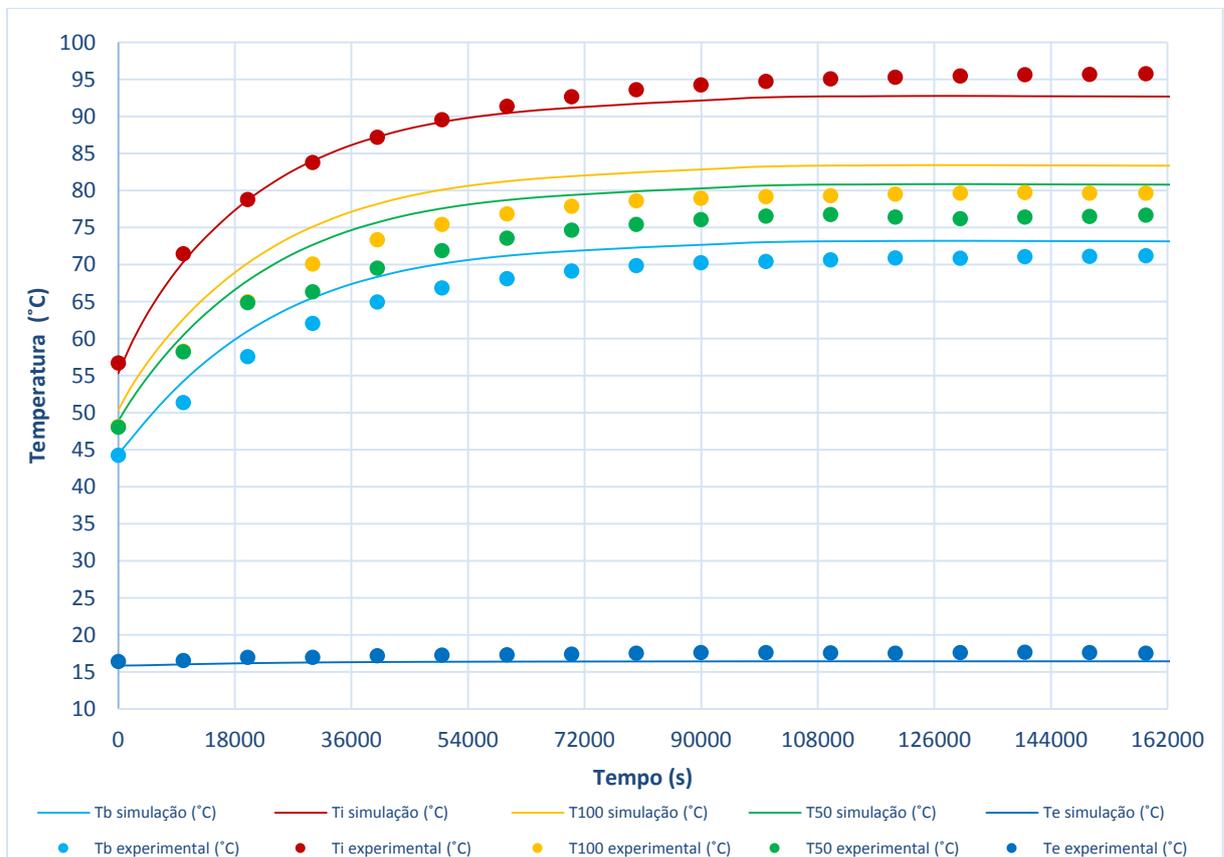
Já a outra temperatura simulada, T_b , ainda é um pouco superestimada, porém seu erro foi reduzido drasticamente, chegando a erros para T_b de 12,08% no regime transiente e 0,66% no regime estacionário para o aquecimento de 120 W, e 5,54% no regime transiente e 2,66% no regime estacionário para o aquecimento de 240 W. Sendo assim, o erro de T_b em ambos os regimes, estacionário e transitório, diminuiu consideravelmente. Porém, essa temperatura ainda se mantém superestimada, principalmente no regime transitório. Isso, pode ocorrer devido aos mecanismos de perda de calor longitudinal não considerados no modelo, à desconsideração das resistências térmicas de contato entre as camadas, e às variações de propriedades termomecânicas dos materiais da tampa e do duto com a temperatura ao longo das etapas de teste.

Figura 40 - Gráfico de comparação entre as temperaturas simuladas do modelo aperfeiçoado e experimentais durante o teste a 1 bar e 120 W.



Fonte: Autor.

Figura 41 - Gráfico de comparação entre as temperaturas simuladas do modelo aperfeiçoado e experimentais durante o teste a 1 bar e 240 W.

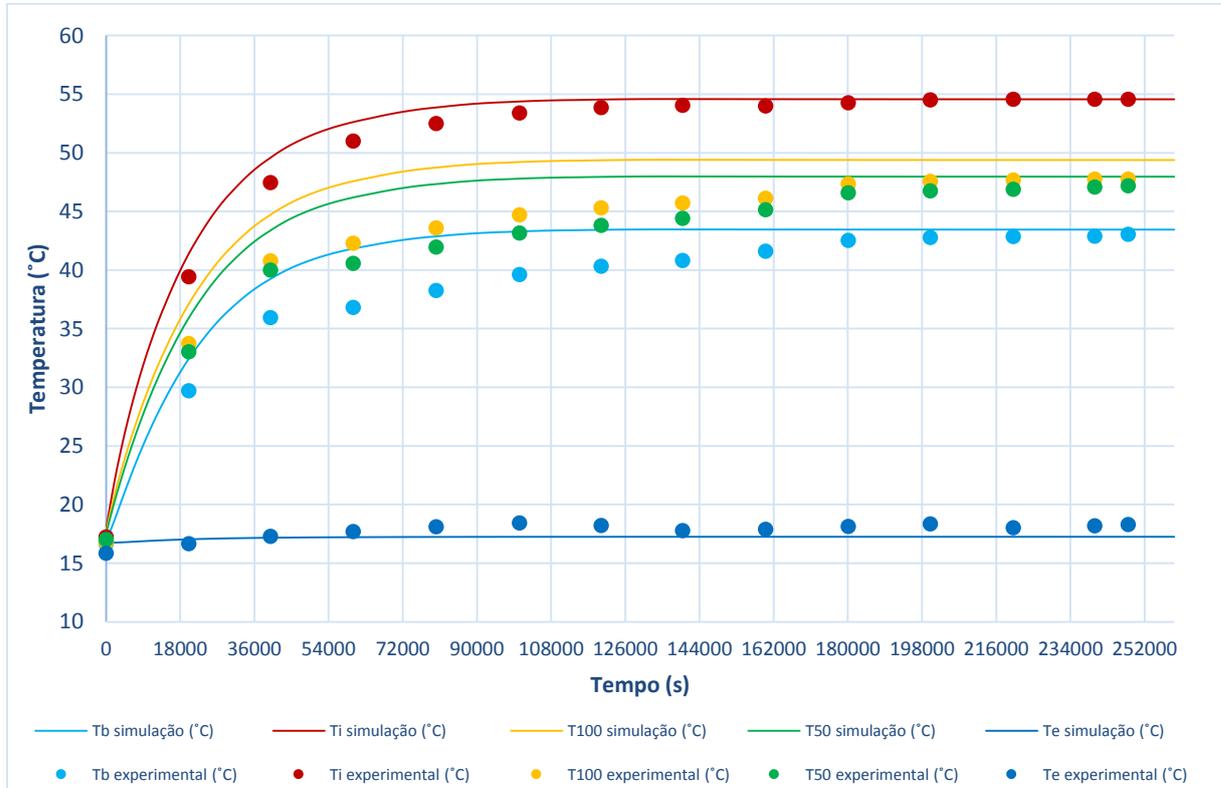


Fonte: Autor.

Por outro lado, nos testes realizados sob 300 bar, ilustrados nas figuras 42 e 43, onde as diferenças entre as temperaturas experimentais e simuladas eram ainda maiores, observa-se resultados importantes, pois o erro reduziu drasticamente tanto no regime estacionário, com no regime transitório. Com isso, obteve-se um erro máximo para T_i de 4,12% no regime transiente e 0,02% no regime estacionário para o aquecimento de 120 W, e 3,11% no regime transiente e 1,51% no regime estacionário para o aquecimento de 240 W. Logo, o erro de T_i no regime estacionário foi consideravelmente minimizado, e seu erro no regime transitório se manteve abaixo de 5%, ou seja, está razoável para os estudos posteriores do tempo crítico de *shutdown*.

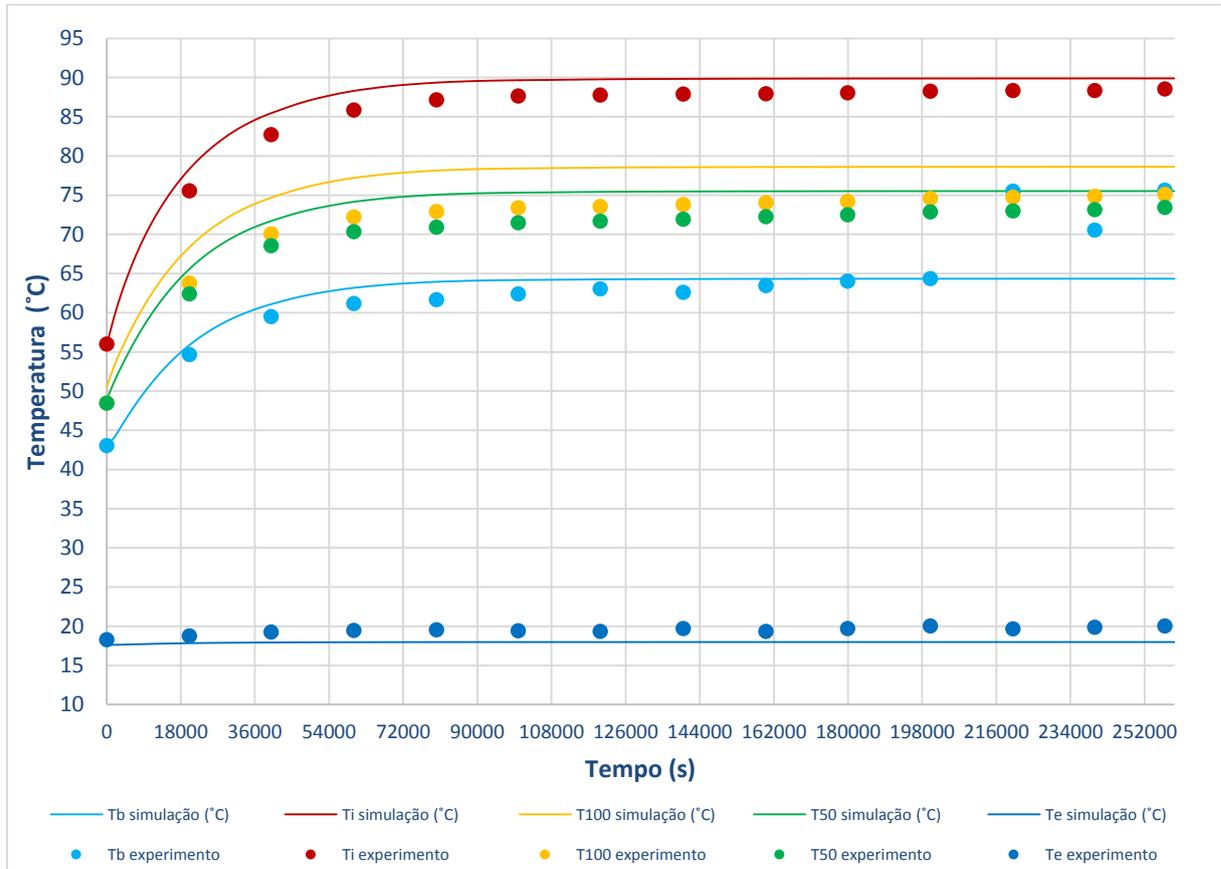
Além disso, chegando a erros para T_b de 11,89% no regime transiente e 0,93% no regime estacionário para o aquecimento de 120 W, e 3,08% no regime transiente e 0,005% no regime estacionário para o aquecimento de 240 W. Sendo assim, o erro de T_b no regime estacionário foi consideravelmente minimizado, ficando abaixo de 1%, e seu erro no regime transitório se manteve abaixo de 5% para o caso de 240 W, ou seja, também está razoável para os estudos posteriores do tempo de *shutdown*.

Figura 42 - Gráfico de comparação entre as temperaturas simuladas do modelo aperfeiçoado e experimentais durante o teste a 300 bar e 120 W.



Fonte: Autor.

Figura 43 - Gráfico de comparação entre as temperaturas simuladas do modelo aperfeiçoado e experimentais durante o teste a 300 bar e 240 W.



Com isso, para melhor estudo e comparação dos erros dos modelos aperfeiçoado e inicial, elaborou-se uma tabela comparativa (ver tabela 9).

Tabela 9 - Erro do modelo aperfeiçoado e comparação com o modelo inicial.

| Teste | Erro (%) | | | | | | | |
|------------------------|-------------------|--------|---------------------|--------|---------------------|--------|---------------------|--------|
| | Modelo Inicial | | | | Modelo Aperfeiçoado | | | |
| | Regime Transiente | | Regime Estacionário | | Regime Transiente | | Regime Estacionário | |
| | Ti | Tb | Ti | Tb | Ti | Tb | Ti | Tb |
| 120 W e 1 bar | 4,75% | 20,01% | -0,57% | 9,64% | 1,28% | 12,08% | -4,23% | -0,66% |
| 240 W e 1 bar | 3,96% | 15,70% | 0,78% | 14,03% | 0,48% | 5,54% | -3,24% | 2,66% |
| 120 W e 300 bar | 7,64% | 26,60% | 4,90% | 14,26% | 4,12% | 11,89% | 0,02% | 0,93% |
| 240 W e 300 bar | 10,77% | 26,48% | 9,75% | 23,70% | 3,11% | 3,08% | 1,51% | 0,005% |

Fonte: Autor.

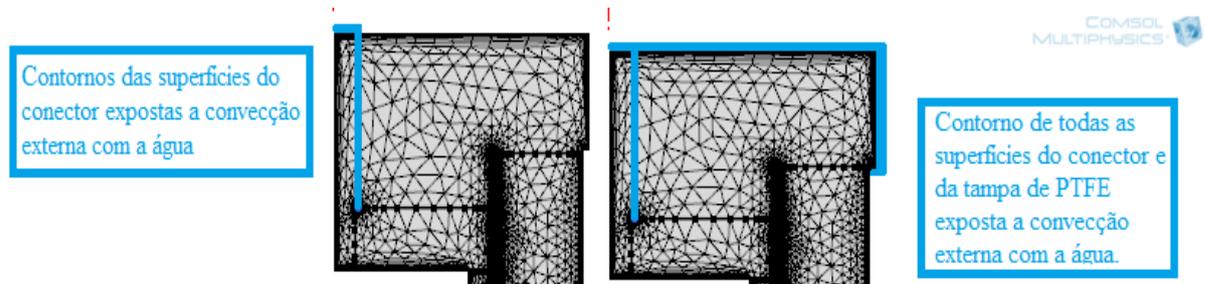
Contudo, a partir desses resultados, conclui-se que o modelo aperfeiçoado obteve erros totais suficientemente menores que o inicial, permitindo uma análise do tempo *shutdown*, pois as temperaturas, T_i e T_b , se encontram de acordo com os valores experimentais. Logo, pode-se passar para avaliação do tempo de *shutdown*, no intuito de descobrir o tempo necessário durante um resfriamento para que a temperatura interna, T_i , chegue a valores críticos.

4.2.4 Análise do fluxo de calor perdido no conector e na tampa de PTFE

Com o término da análise do modelo aperfeiçoado, teve-se a ideia de avaliar o fluxo de calor perdido pelo conector e pela tampa de PTFE, e comparar com os resultados experimentais e do modelo otimizado. Para tal, foi necessário integrar em linha e depois em superfície (revolução) o fluxo térmico ao longo da região desejada do modelo aperfeiçoado, com auxílio do COMSOL Multiphysics.

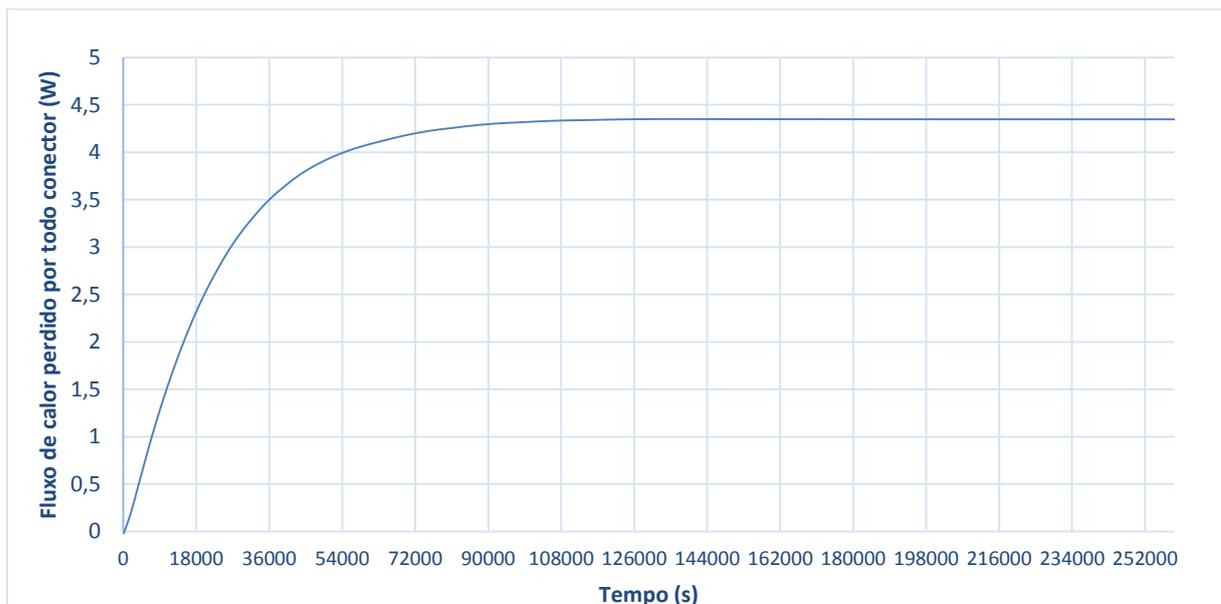
Com isso, decidiu-se analisar o fluxo de calor em dois contornos: as superfícies do conector expostas a convecção com a água, e todas as superfícies do conector e da tampa de PTFE exposta a convecção com a água (ver figura 44). Assim, obteve-se os resultados, inicialmente para o modelo aperfeiçoado de 120 W e 300 bar, apresentados nas figuras 45 e 46.

Figura 44 - Contorno da análise do fluxo de calor perdido.



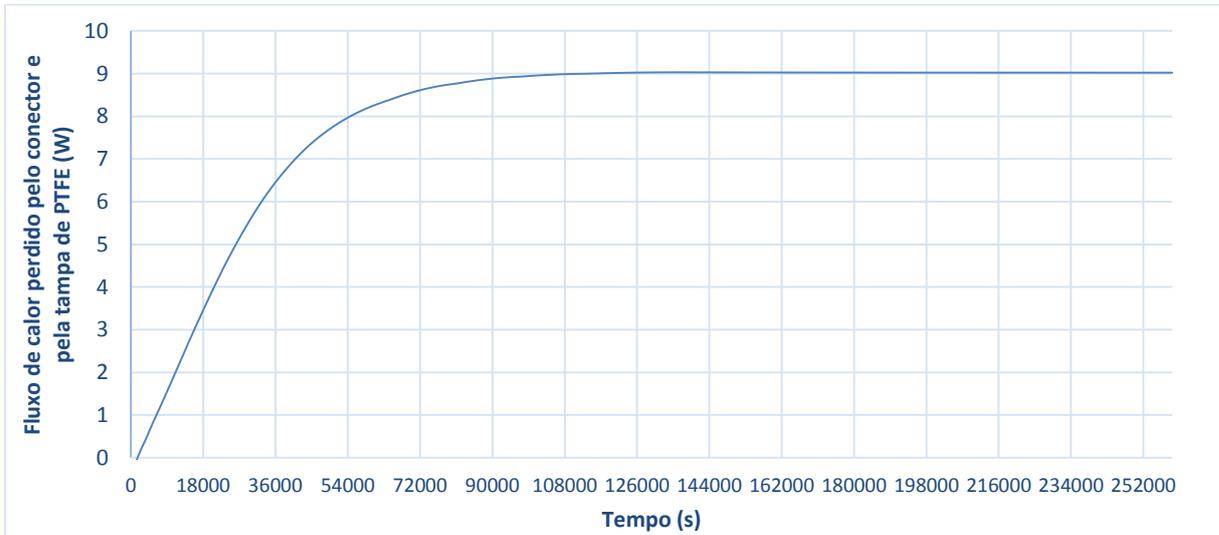
Fonte: Autor.

Figura 45 - Gráfico do fluxo de calor perdido por todo conector no modelo aperfeiçoado de 120 W e 300 bar.



Fonte: Autor.

Figura 46 - Gráfico do fluxo de calor perdido por todo conector e pela tampa de PTFE no modelo aperfeiçoado de 120 W e 300 bar.



Fonte: Autor.

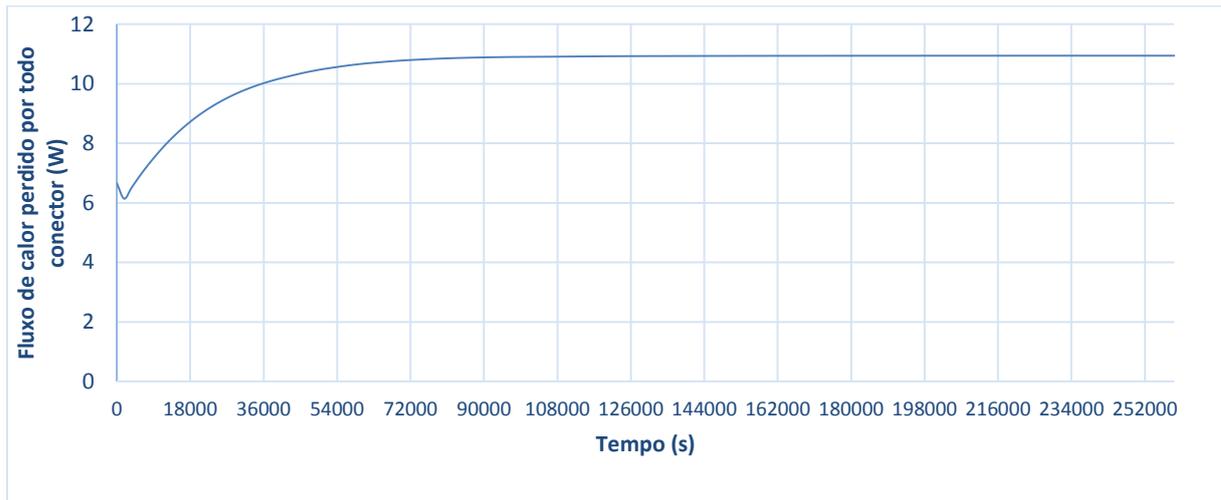
A partir dos resultados para o modelo aperfeiçoado de 120 W e 300 bar, verifica-se que em regime permanente, o fluxo de calor perdido pelo conector é de 4,35 W, ou seja, 3,62% da potência fornecida no aquecimento do protótipo. Além disso, sabe-se que este modelo possui uma simetria longitudinal, a menos de um conector a mais no lado oposto, ou seja, assumindo um conector único equivalente do lado oposto. Logo, o fluxo de calor perdido em todo o protótipo através dos conectores “equivalentes” é na verdade o dobro, 8,69 W, representando 7,24% da potência de aquecimento. Tal valor se aproxima da perda de calor longitudinal prevista no modelo otimizado, a qual era de 7,1%.

Já o fluxo de calor perdido por todo conector e pela tampa de PTFE chega a 9,02 W, ou seja, 7,52 % da potência de aquecimento do protótipo. Assim, o calor perdido pelo conector representa 48,17% da perda de calor longitudinal do modelo aperfeiçoado de 120 e 300 bar, sendo comprovadamente relevante para análise do comportamento térmico do protótipo.

Por outro lado, os resultados para o modelo aperfeiçoado de 240 W e 300 bar, apresentados nas figuras 47 e 48, demonstram que o fluxo de calor perdido pelo conector em regime permanente é de 10,94 W, ou seja, 4,56% da potência fornecida no aquecimento do protótipo. Além disso, considerando a simetria do modelo, como citado anteriormente, o fluxo de calor perdido em todo o protótipo através dos conectores é na verdade o dobro, 20,88 W, representando 9,12% da potência de aquecimento. Tal valor, se encontra abaixo da perda de calor longitudinal prevista no modelo otimizado, a qual era de 12,4%, o que justifica o erro de 1,51% da temperatura, T_i , no regime permanente do modelo aperfeiçoado.

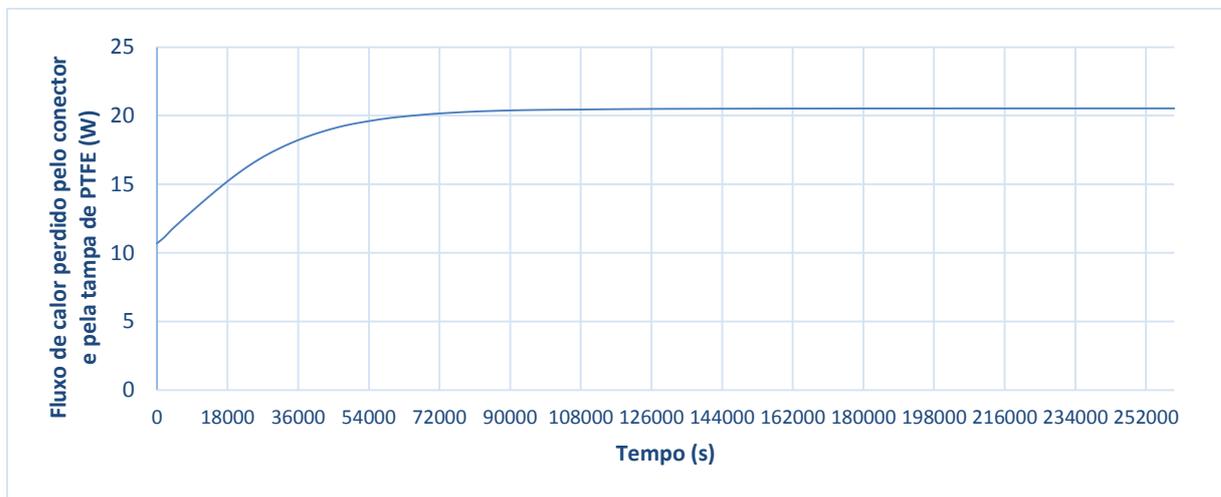
Enquanto, o fluxo de calor perdido por todo conector e pela tampa de PTFE chega a 20,53 W, ou seja, 8,55 % da potência de aquecimento do protótipo. Assim, o calor perdido pelo conector representa 53,3% da perda de calor longitudinal do modelo aperfeiçoado de 240 e 300 bar, sendo ainda mais relevante neste.

Figura 47 - Gráfico do fluxo de calor perdido por todo conector no modelo aperfeiçoado de 240 W e 300 bar.



Fonte: Autor.

Figura 48 - Gráfico do fluxo de calor perdido por todo conector e pela tampa de PTFE no modelo aperfeiçoado de 240 W e 300 bar.



Fonte: Autor.

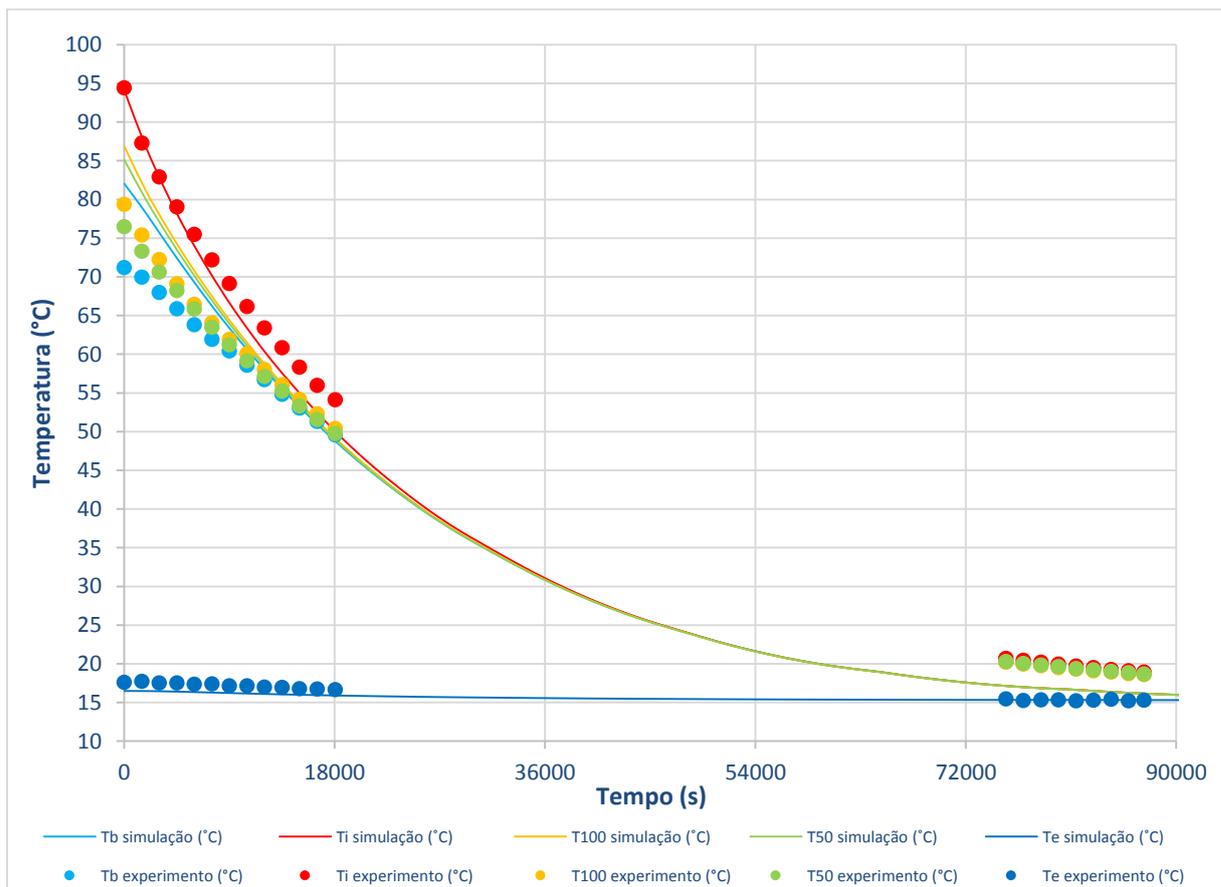
Logo, o fluxo de calor perdido pelo conector no modelo aperfeiçoado é de extrema importância para os protótipos testados a 300 bar, pois representa grande parte da perda de calor longitudinal. Sendo assim, o efeito do conector tornou esses modelos mais próximos dos resultados experimentais, principalmente no regime estacionário.

4.3 Avaliação do tempo crítico de shutdown

4.3.1 Comparação dos resultados numéricos com os experimentais

Para a avaliação do tempo crítico de shutdown, torna-se nulo o fluxo de calor interno para o teste A/etapa 3 e teste B/etapa 4, ou seja, nos modelos com potência de aquecimento de 240 W. Com isso, pode-se observar o resfriamento, ao longo do tempo, do duto no caso de uma parada de emergência ou manutenção. Porém, como no teste de resfriamento a 1 bar (ver figuras 49 e 52) houve uma queda de energia, a qual resultou na perda dos dados experimentais na região de interesse entre 40 e 25 °C (ver trabalho de Nadège *et. al.*, 2010), só serão analisados a fundo os resultados dos modelos de 300 bar (e 240 W – etapa de teste anterior ao resfriamento no experimento).

Figura 49 - Comparação entre as temperaturas simuladas do modelo de validação e experimentais durante o resfriamento no teste a 1 bar e 240 W.

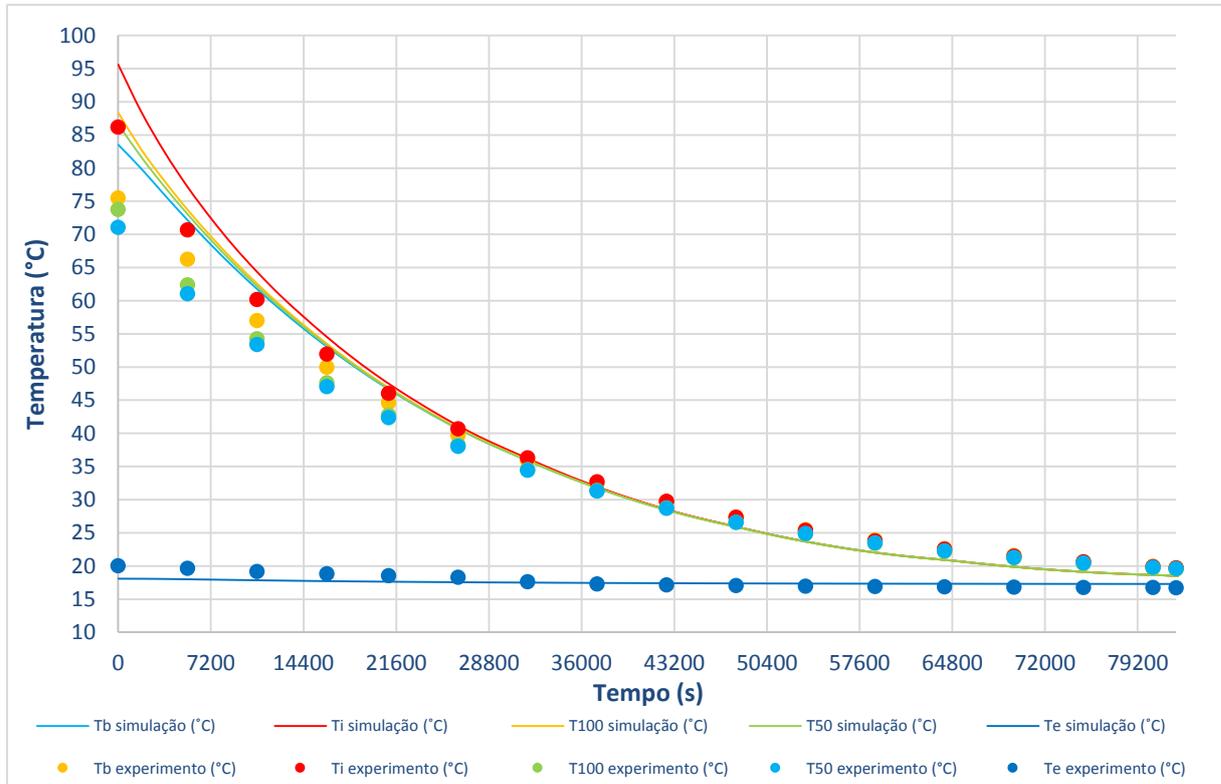


Fonte: Autor.

Assim, são apresentados os resultados do resfriamento do modelo de validação, em comparação com o experimental na figura 50, e pode-se notar que no início do resfriamento a temperatura interna, T_i , decresce mais rapidamente que o experimental. Um dos fatores apontados para esse comportamento é o fato da convecção interna variar de coeficiente e

temperatura ao longo do tempo, o que não ocorre no modelo, pois este considera o coeficiente de convecção constante e na temperatura final.

Figura 50 - Comparação entre as temperaturas simuladas do modelo de validação e experimentais durante o resfriamento no teste a 300 bar e 240 W.

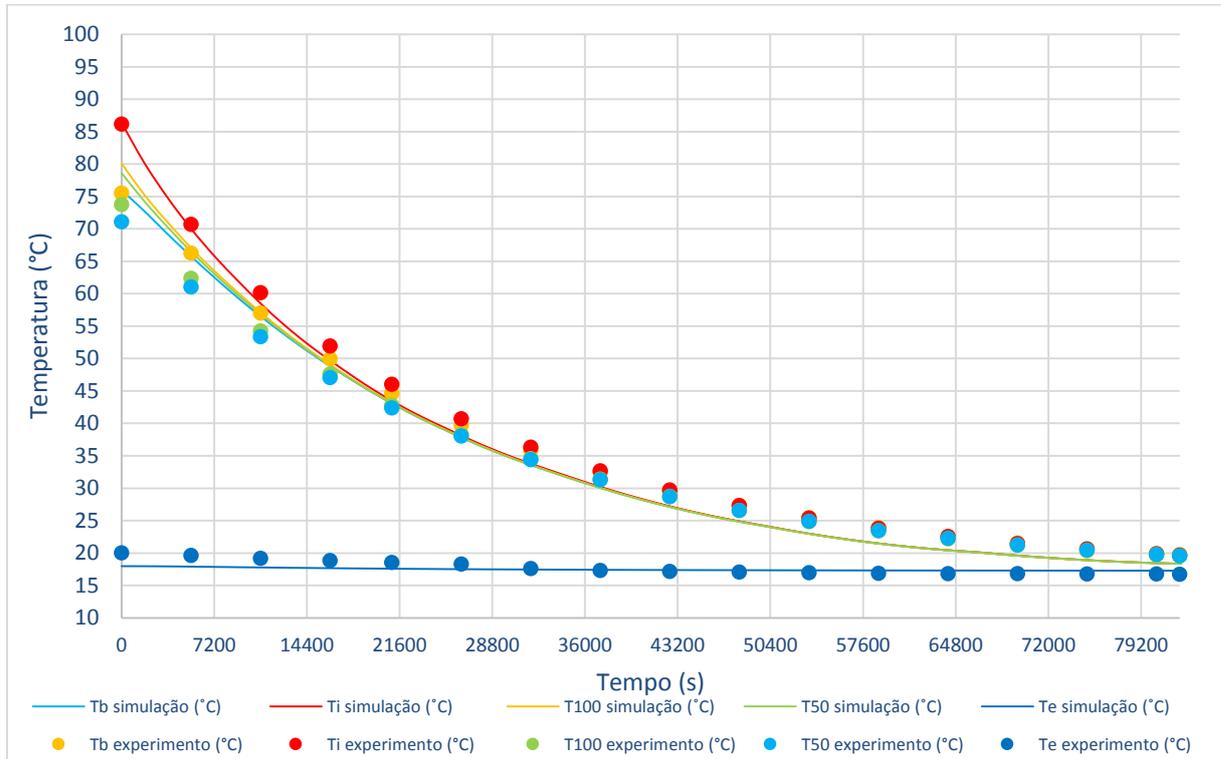


Fonte: Autor.

Além disso, percebe-se que a temperatura interna, T_i , no modelo de 240 W e 300 bar, começa acima da experimental, pois no regime estacionário do modelo já havia tal diferença. Porém, na região entorno de 40 °C, as temperaturas simulada e experimental passam a ficar muito próximas. Com isso, no modelo de validação do resfriamento a 300 bar e 240 W, verifica-se um erro inicial em relação ao resultado experimental de 9,88%, um erro na região de 40 °C de 0,36% e um erro final de 6,80%.

Já no resultado do resfriamento do modelo otimizado de 300 bar e 240 W, apresentado na figura 51, não ocorre essa diferença inicial na temperatura interna, T_i , pois no resultado do estado estacionário o erro, entre essas, era mínimo. Contudo, na região entorno de 40 °C, devido ao decréscimo rápido da temperatura interna, T_i , a temperatura simulada tende a ficar abaixo da experimental, aumentando o erro no regime transitório.

Figura 51 - Comparação entre as temperaturas simuladas do modelo otimizado e experimentais durante o resfriamento no teste a 300 bar e 240 W.



Fonte: Autor.

Porém, isso tende a favorecer o modelo, pois uma vez que a temperatura sempre está abaixo da experimental, tem-se um “modelo conservativo” quanto ao resfriamento, ou seja, um modelo que estima um tempo crítico de resfriamento inferior ao real, garantindo uma margem de segurança para tomada de decisão da equipe de manutenção. Sendo assim, no modelo otimizado do resfriamento para o teste de 300 bar e 240 W, verifica-se um erro inicial em relação ao resultado experimental de 0,21%, um erro na região de 40 °C de 8,32% e um erro final de 7,46%.

Por outro lado, no resultado do modelo aperfeiçoado, apresentado na figura 53, percebe-se que a temperatura interna, T_i , começa muito próxima do experimental, porém decresce ainda mais rapidamente que no modelo de validação, causando uma grande diferença no resultado do estado transitório do resfriamento na região entre 40 e 25 °C.

Assim, como já comentado, isso aumenta o erro do regime transitório do modelo, porém colabora com este, uma vez que, o torna o “mais conservativo” quanto ao resfriamento. Com isso, no modelo aperfeiçoado do resfriamento a 300 bar e 240 W, verifica-se um erro inicial em relação ao resultado experimental de 1,43%, um erro na região de 40 °C de 17,77% e um erro final de 4,98%.

Figura 52 - Comparação entre as temperaturas simuladas do modelo aperfeiçoado e experimentais durante o resfriamento no teste a 1 bar e 240 W.

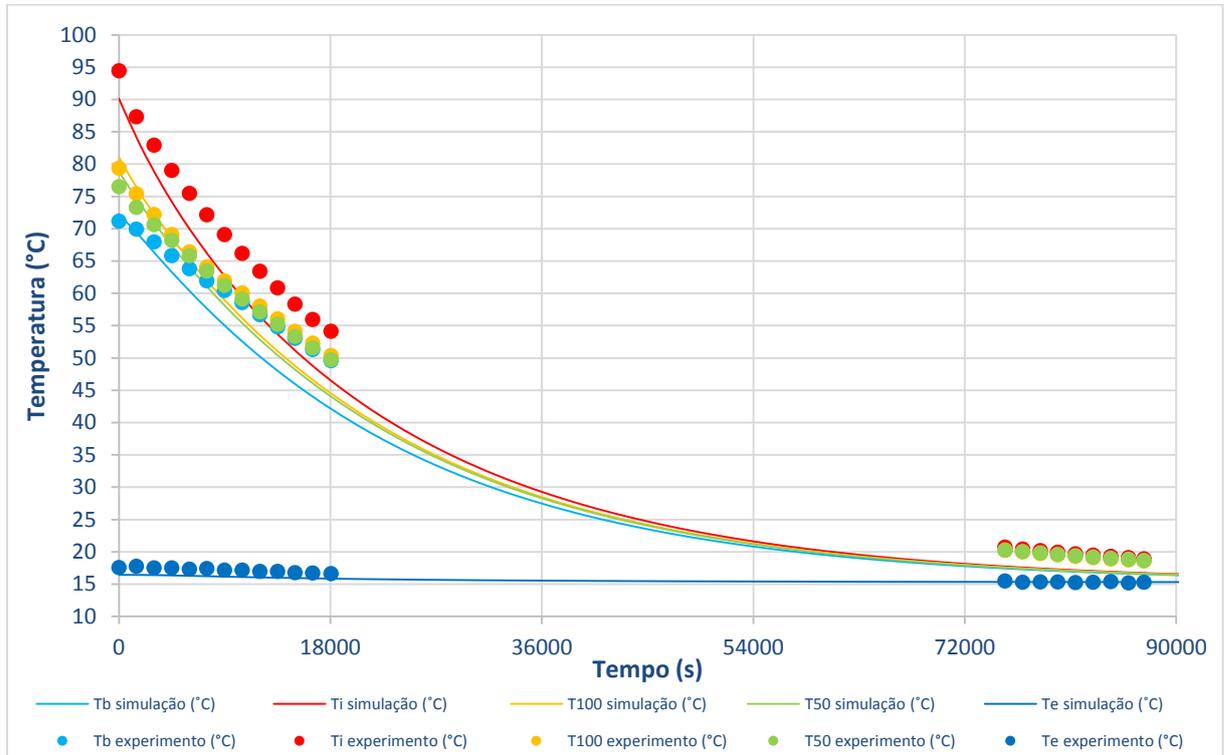
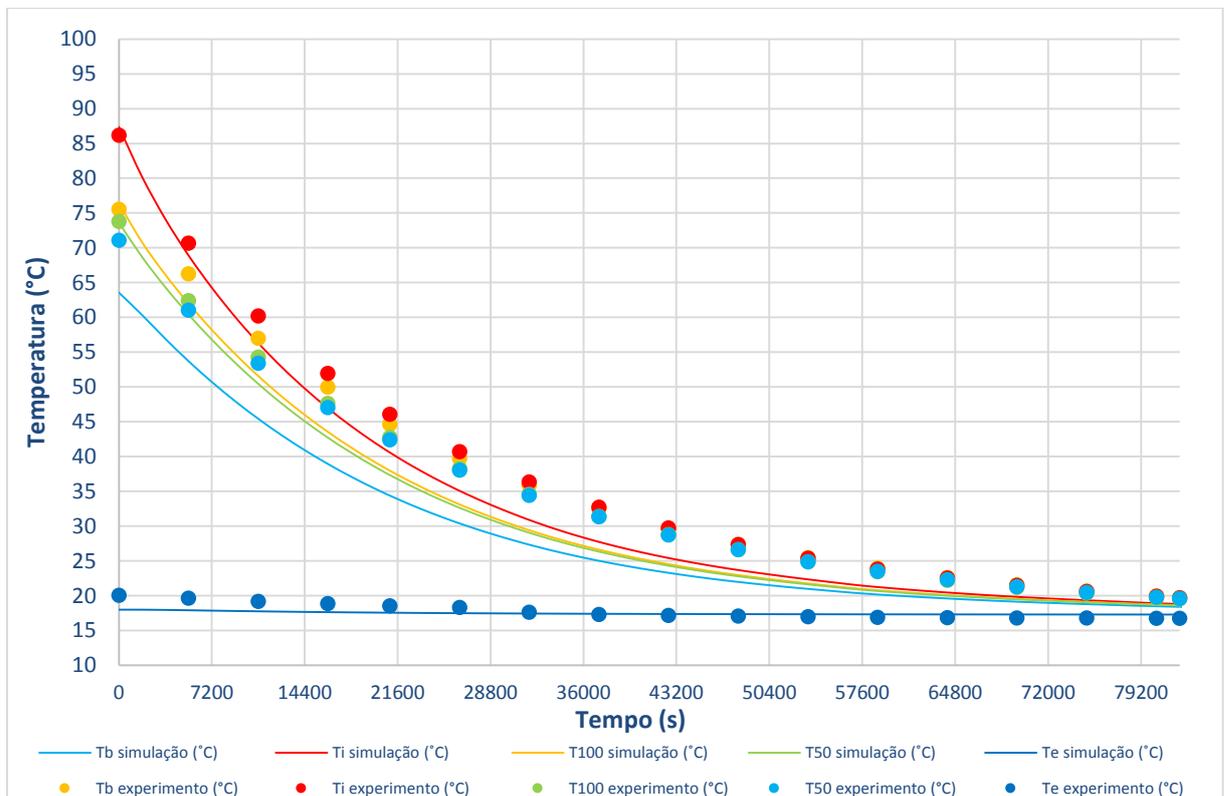
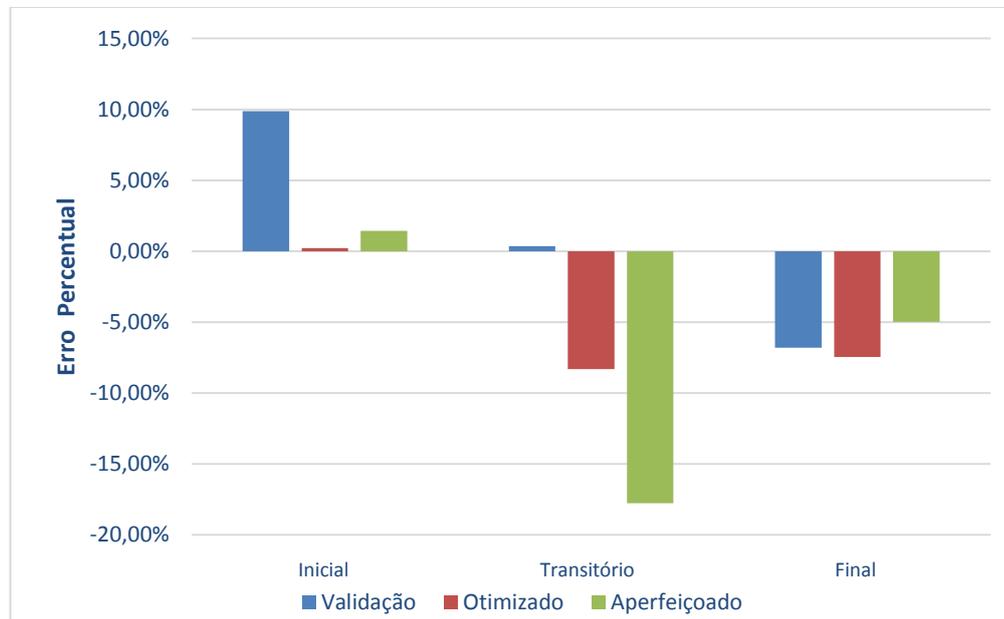


Figura 53 - Comparação entre as temperaturas simuladas do modelo aperfeiçoado e experimentais durante o resfriamento no teste a 300 bar e 240 W.



Logo, a partir desses valores, construiu-se um diagrama de barras para comparar os modelos e suas precisões nas regiões tratadas, o qual pode ser visto na figura 54.

Figura 54 - Gráfico de comparação do erro percentual dos modelos nas regiões estudadas.



Fonte: Autor.

Com esse diagrama de barras, verifica-se que o erro inicial do modelo otimizado é o menor, pois este possuía o menor erro no regime estacionário do aquecimento; o menor erro no regime transitório corresponde ao modelo de validação, pois na região de temperatura entorno de 40 °C, os resultados simulados e experimentais se aproximam; e o erro final de todos os modelos é muito próximo, sendo o do aperfeiçoado ligeiramente menor.

4.3.2 Determinação e comparação do tempo de resfriamento até 40 e 25 °C

Primeiramente, pelo resultado experimental, o tempo crítico de *shutdown* para se chegar a temperatura de 40 °C, quando ocorre a intensificação da formação de compostos parafínicos na linha, no teste de 300 bar e 240 W, é de 27328,8 s, ou 7 h e 35 min. Já pelo resultado experimental, o tempo crítico de *shutdown* para se chegar a temperatura de 25 °C, quando se inicia o congelamento da linha, no teste de 300 bar e 240 W, é de 52800,2 s, ou 14 h e 40 min.

Por outro lado, no modelo de validação de 300 bar e 240 W, os tempos críticos de *shutdown* para se chegar as temperaturas de 40 e 25 °C, são de 27560,6 s ou de 7 h e 39 min, e 50086,5 s ou 13 h e 54 min, respectivamente. Enquanto, no modelo otimizado de 300 bar e 240 W, os tempos críticos de *shutdown* para se chegar as temperaturas de 40 e 25 °C, são de 24389,1 s ou de 6 h e 46 min, e 47748,2 s ou 13 h e 15 min, respectivamente. Por último, no modelo

aperfeiçoado de 300 bar e 240 W, os tempos críticos de *shutdown* para se chegar as temperaturas de 40 e 25 °C, são de 21532,7 s ou de 5 h e 58 min, e 43769,9 s ou 12 h e 9 min, respectivamente. Enfatizando que todos esses valores foram obtidos através da interpolação linear dos dados.

Assim, a partir desses valores, criou-se a tabela 10 para comparar os resultados e estimar o tempo médio de cada situação. Com isso, aparentemente o modelo de validação seria o melhor, porém esse modelo desconsidera a presença do conector, entre outros fenômenos relevantes de perda de calor longitudinal no protótipo, e apenas por mero acaso na região estudada se aproxima mais do experimental. Logo, o modelo mais razoável e conservativo seria o aperfeiçoado, pois garante uma margem de segurança entre o tempo crítico previsto e o real, possibilitando a equipe de manutenção tomar uma resposta antecipada. Entretanto, para considerar uma estimativa mais ajustada aos valores reais, será avaliado o valor médio entre os modelos e os resultados experimentais.

Tabela 10 - Comparação dos tempos crítico de *shutdown* nos modelos.

| Modelo | Tempo de Shutdown Crítico (h:min) | |
|---------------------|-----------------------------------|-----------|
| | Até 40 °C | Até 25 °C |
| Experimental | 07:35 | 14:40 |
| Modelo de Validação | 07:39 | 13:54 |
| Modelo Otimizado | 06:46 | 13:15 |
| Modelo Aperfeiçoado | 05:58 | 12:09 |
| Tempo Médio | 06:59 | 13:29 |
| Tempo Mínimo | 05:58 | 12:09 |
| Tempo Máximo | 07:39 | 14:40 |

Fonte: Autor.

Com esses resultados, conclui-se que em cerca de 7 h de *shutdown* (parada), numa linha submarina de transporte de petróleo, ocorrerá a intensificação na formação de compostos parafínico, dificultando o processo de reinício (*restart*) da linha; e em cerca de 13 h e 30 min, iniciará o congelamento da mesma, impossibilitando os métodos tradicionais de reinício, baseados na injeção de fluido à alta pressão. Sendo assim, tais condições devem ser previstas nos planos de manutenção e reinício das linhas submarinas para garantir que o procedimento tomado seja seguro, eficaz e econômico.

5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

5.1 Conclusão

Primeiramente, verificou-se que a criação de um modelo para o protótipo do duto submarino com isolamento multicamadas é relativamente complexa, pois existem diversos fenômenos, os quais variam com a temperatura, como a convecção e as propriedades termomecânicas dos materiais, e outros intrínsecos a geometria, como as resistências térmicas de contato entre as camadas e a convecção por “filete d’água” no descolamento entre conector e tampa de PTFE. Assim, foram necessárias várias hipóteses simplificadoras para possibilitar a elaboração de um modelo razoável, o qual permitisse a avaliação do comportamento termomecânico do protótipo, como a utilização de um modelo 2D *Axisymmetric*, a consideração de um conector equivalente nas tampas e a aplicação das propriedades termomecânicas dos materiais à 20 °C (com exceção da espuma sintática).

Sendo assim, tem-se que o modelo inicial foi coerente com o apresentado por Bouchonneau *et. al.* (2010), pois as temperaturas interna e externa do duto, T_i e T_e , apresentadas na literatura diferem dos resultados, em apenas cerca de 0,1 °C. A partir desse modelo foi possível obter os resultados da distribuição de temperatura nas etapas de teste, as quais demonstraram um gradiente de temperatura no sentido longitudinal, indicando que há uma perda de calor significativa nesta direção. Além disso, essa perda de calor longitudinal demonstrou ser proveniente da tampa metálica e do conector, os quais possuem alta condutividade térmica, permitindo que o calor passe mais facilmente.

Já com o modelo otimizado, estimou-se essas perdas térmicas longitudinais, otimizando os resultados obtidos para T_i no caso dos testes à 300 bar, onde o erro para essa temperatura chegou a mais de 10%. A partir desse modelo, concluiu-se que a perda de calor longitudinal no modelo de 120 W e 300 bar é de aproximadamente 7,1%, e a perda de calor longitudinal no modelo de 240 W e 300 bar é de aproximadamente 12,4%. Sendo então, essa de extrema importância para a criação de modelo próximo dos resultados experimentais.

Com isso, aplicou-se o conector e novas condições de contorno no modelo aperfeiçoado, obtendo a partir desses resultados com erros totais suficientemente menores que o inicial (ou de validação), permitindo uma análise do tempo *shutdown*, pois as temperaturas, T_i e T_b , se encontram de acordo com os valores experimentais. Além disso, estimou-se a partir desse modelo o fluxo de calor perdido pelo conector e pela tampa de PTFE, obtendo valores próximos

aos preditos no modelo otimizado, e provando que o fluxo de calor perdido pelo conector no modelo aperfeiçoado é de extrema importância para os protótipos testados a 300 bar, pois representa grande parte da perda de calor longitudinal no modelo.

Logo, pôde-se passar para avaliação do tempo de *shutdown*, no intuito de descobrir o tempo necessário durante um resfriamento para que a temperatura interna, T_i , chegue a valores críticos. Nesses modelos de resfriamento, verificou-se que o erro inicial do modelo otimizado é o menor, pois este parte do menor erro no regime estacionário do aquecimento; o menor erro transitório corresponde ao modelo de validação (ou inicial), pois na região de temperatura entorno de 40 °C, os resultados simulados e experimentais se aproximam; e o erro final de todos os modelos foi muito próximo, sendo o do aperfeiçoado ligeiramente menor. Contudo, como o aperfeiçoado se mantém sempre abaixo do valor experimental esse é o mais seguro (conservativo), pois garante uma margem do tempo crítico de *shutdown* em relação ao real, a qual favorece a segurança da operação ou manutenção.

Por fim, a partir dos resultados do *shutdown*, pôde-se concluir que, em cerca de 7 h de parada (*shutdown*), numa linha submarina de transporte de petróleo, ocorrerá a intensificação na formação de compostos parafínico, dificultando o processo de reinício (*restart*) da linha; e em cerca de 13 h e 30 min, numa linha submarina de transporte de petróleo, iniciará o congelamento, impossibilitando os métodos tradicionais de reinício, baseados na injeção de fluido a alta pressão. Logo, tais condições devem ser previstas nos planos de manutenção e reinício das linhas submarinas, para garantir que o procedimento tomado seja seguro, eficaz e econômico.

5.2 Sugestões para trabalhos futuros

A abordagem da avaliação do tempo crítico de *shutdown* em linhas de dutos submarinos é relativamente nova no Brasil, sendo ainda necessários estudos aprofundados para se determinar o comportamento térmico dos mais diversos tipos de equipamentos submarinos como, por exemplo, cabos umbilicais, *risers* e *pipelines* com diversas configurações de camadas.

Assim, como sugestão para estudos futuros tem-se:

- A partir, do modelo aperfeiçoado, o qual conta com a influência do conector, elaborar um estudo paramétrico para avaliar a sensibilidade do tempo de *shutdown* em relação às propriedades do isolamento como, por exemplo, condutividade térmica, capacidade

calorífica, espessura, etc. Além disso, os resultados do estudo paramétrico poderão ser utilizados na otimização do duto com isolamento térmico de multicamadas como, por exemplo, para especificar as espessuras ótimas das camadas de isolamento para garantir um determinado tempo de crítico de *shutdown*;

➤ A criação de um modelo em grande escala do mesmo duto, a partir de ferramentas presentes no COMSOL, as quais permitem criar boas aproximações de longos *pipelines*. Esse modelo novo será criado com o intuito de se avaliar o comportamento do duto em condições ainda mais próximas do real (em serviço ultra-profundo);

➤ O estudo de outros tipos de equipamentos submarinos como, por exemplo, cabos umbilicais, *risers* e *pipelines* com diversas configurações de camadas.

REFERÊNCIAS

- BEER, Ferdinand; (Org.) et alii. *Resistência dos Materiais*. 5. Ed., São Paulo: McGraw-Hill, 2009.
- BERTI, E. *Syntactic polypropylene coating solution provides thermal insulation for Bonga risers*, Offshore Magazine, N° 64, p. 2, 2004.
- Bismal Energy Limited (2011). *Flow Assurance Services*. Disponível em: <http://balmsenergy.com/flow_assurance.html>. Acesso em 11 de Agosto de 2014.
- BORGES, C. (2014). *Gráfico tensão-deformação*. Disponível em: <<http://eng447pontes.blogspot.com.br/2014/04/o-material-equipe-ponte-nova.html>>. Acesso em 11 Ago. 2014.
- BOUCHONNEAU, N.; SAUVANT-MOYNOT, V.; GROSJEAN, F.; CHOQUEUSE, D.; PONCET, E.; PERREUX, D. *Étude du systèmes d'isolation thermique pour les grandes profondeurs d'eau*. L'ifp paris, 2007.
- _____. *Experimental testing and modelling of an industrial insulated pipeline for deep sea application*. Journal of Petroleum Science and Engineering, N° 73, 2010.
- BUFFONI, Salete. *Resistência dos Materiais*. Disponível em: <<http://www.professores.uff.br/salete/res1/aula141.pdf>>. Acesso em 12 de Fevereiro de 2014.
- ÇENGEL, Yunus. *Transferência de calor e massa: uma abordagem prática*. 3. Ed., São Paulo: McGraw-Hill, 2009.
- COMSOL, *COMSOL V3.5a Multiphysics Modeling Guide*, p. 167 – 178, Nov., 2008.
- FUMAGALLI, Hugo. *Produção de Petróleo Offshore: Engenharia Submarina*. 65ª Reunião Anual da SBPC/Petrobras, 2013.
- HAND, J. *Analysis of subsea umbilicals and cables*. COMSOL News, N° 57, 2012.
- INCROPERA, Frank; (Org.) et alii. *Fundamentos da transferência de calor e de massa*. 6. Ed., Rio de Janeiro: LTC, 2008.
- LEFEBVRE, X.; SAUVANT-MOYNOT, V.; CHOQUEUSE, D.; CHAUCHOT, P. *Durability of Syntactic Foams for Deep Offshore Insulation: Modelling of Water Uptake under Representative Ageing Conditions in Order to Predict the Evolution of Buoyancy and Thermal Conductivity*. Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP, Vol. 64, N° 2, p. 165-178, 2009.
- LEFEBVRE, X.; SAUVANT-MOYNOT, V.; CHOQUEUSE, D.; CHAUCHOT, P. *Durabilite des materiaux syntactiques d'isolation thermique et de flottabilite: des mecanismes de degradation a la modelisation des proprietes long terme*. Conference Materiaux, França, 2006.
- MARANHÃO, F. *Estudo comparativo entre modelos analíticos, numéricos e resultados experimentais na análise local de tubos flexíveis*. São Paulo, 2011.
- PHAN, V.T.; CHOQUEUSE, D.; COGNARD, J.Y.; SOHIER, L. *Experimental analysis and modelling of the long term thermo-mechanical behaviour of glass/polypropylene syntactic used on thermally insulated offshore pipeline*. Progress in Organic Coatings (76), p. 341– 350, 2013.
- SHIGLEY, Joseph; MISCHKE, Charles; BUDYNAS, Richard. *Projeto de engenharia mecânica*. 8. Ed., Porto Alegre: Bookman, 2011.

SISCO, Robert. *Two Dimensional Finite Element Heat Transfer Analysis of a Buried Refined Bitumen Pipeline during Initial Start-up, Shutdown Following Initial Start-Up, and Normal Operation*. COMSOL Conference, Boston, 2010.

TELLES, Pedro. *Tubulações Industriais: Materiais, Projeto e Montagem*. 10. Ed., Rio de Janeiro: LTC, 2012.

TORRES, C. A.; TREINT, F. e et al. *Asphaltenes Pipeline Cleanout: A Horizontal Challenge for Coiled Tubing*. SPE/ICoTA (Coiled Tubing Conference and Exhibition), The Woodlands, Texas, Abril, 2005.

WANG, R.L. *Smart Choice after the Accident*. Oil and Gas Pipelines, N° 2, 2010.

YANG, Mei, (Org.) et alii. *Simulation Testing on the Shutdown and Safe Restart of Crude Oil Pipelines*. ICPTT/ASCE, 2011.

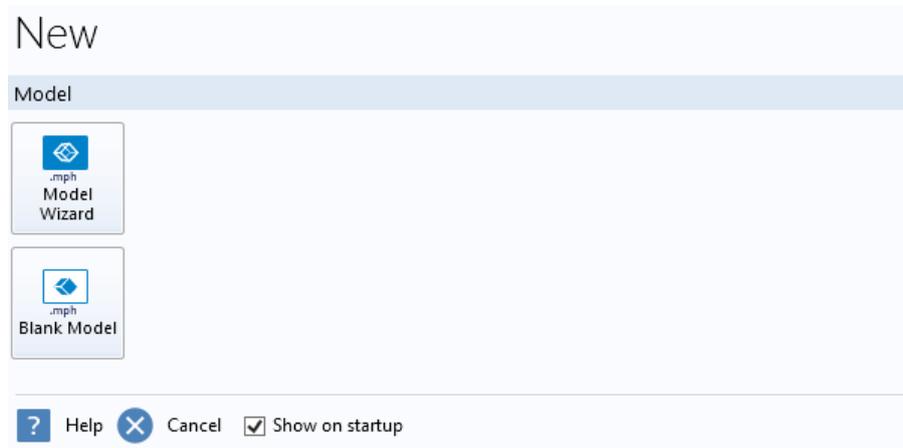
APÊNDICE A - TUTORIAL PARA RECRIAÇÃO DO MODELO APERFEIÇOADO NO COMSOL MULTIPHYSICS 4.4

A função deste apêndice é auxiliar o leitor na reprodução da simulação do modelo aperfeiçoado no COMSOL Multiphysics 4.4, pois sabe-se que um experimento ou estudo sem reprodutibilidade, não possui base científica.

A1. Modelo: físicas e estudo

Primeiramente, deve-se iniciar o *software*, clicando duas vezes em seu ícone no *desktop*, o que o levará a janela *New* com duas opções: *Model Wizard* e *Blank Model* (ver figura 55). Neste caso, selecione *Model Wizard*.

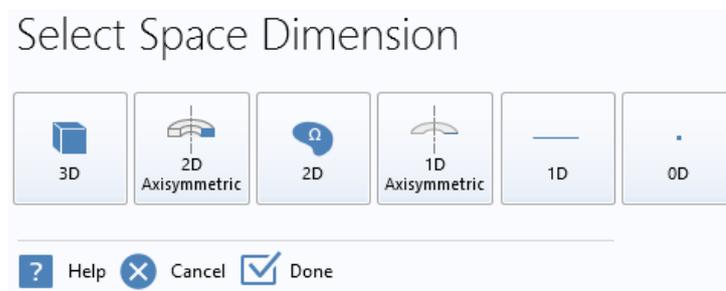
Figura 55 - Janela inicial do COMSOL Multiphysics 4.4.



Fonte: Autor.

Em seguida, na janela *Select Space Dimension*, escolha a opção *2D Axisymmetric*, a qual permitirá criar uma geometria 2D no estudo, tratando-a como um corpo 3D de revolução (ver figura 56).

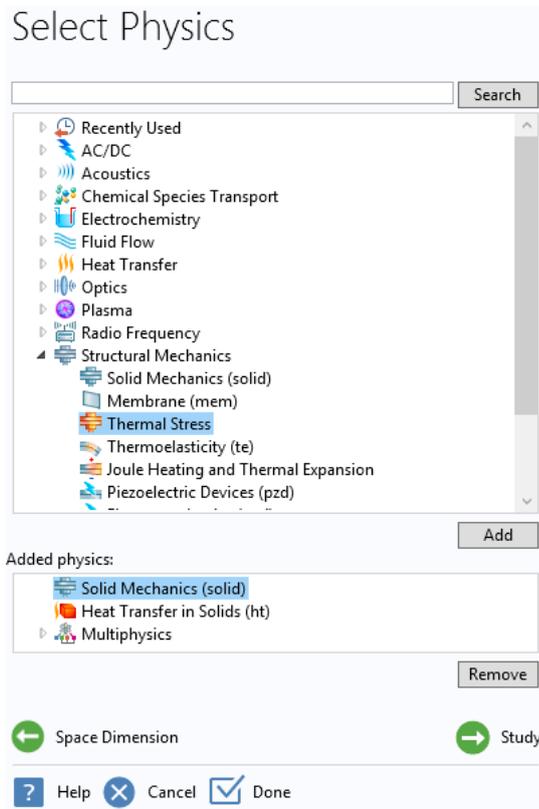
Figura 56 - Janela de seleção do tipo do modelo.



Fonte: Autor.

Depois, na janela *Select Physics*, adicione a física *Structural Mechanics > Termal Stress*, a qual trata a interface entre a mecânica dos sólidos e a transferência de calor em sólidos, e clique em *Study* para continuar (ver figura 57).

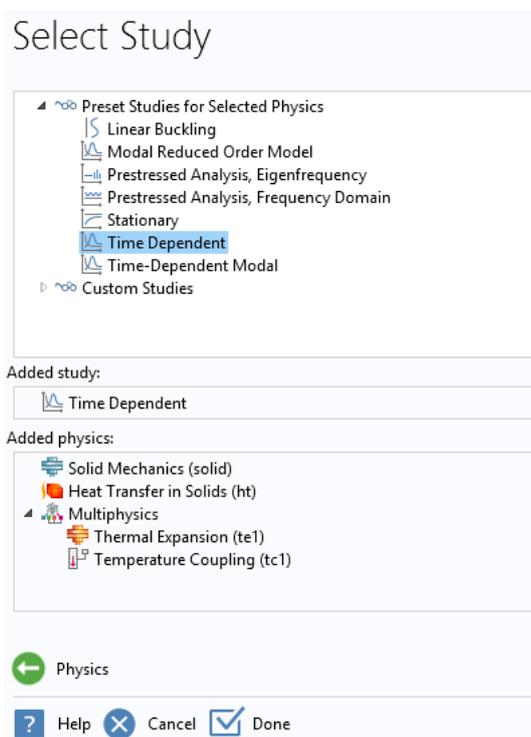
Figura 57 - Janela de seleção das físicas abordadas no estudo.



Fonte: Autor.

Por último, na janela *Select Study*, mais especificamente em *Preset Studies*, clique em *Time Dependent* e em *Done* quando acabar (ver figura 58).

Figura 58 - Janela de seleção do tipo de estudo a ser realizado.

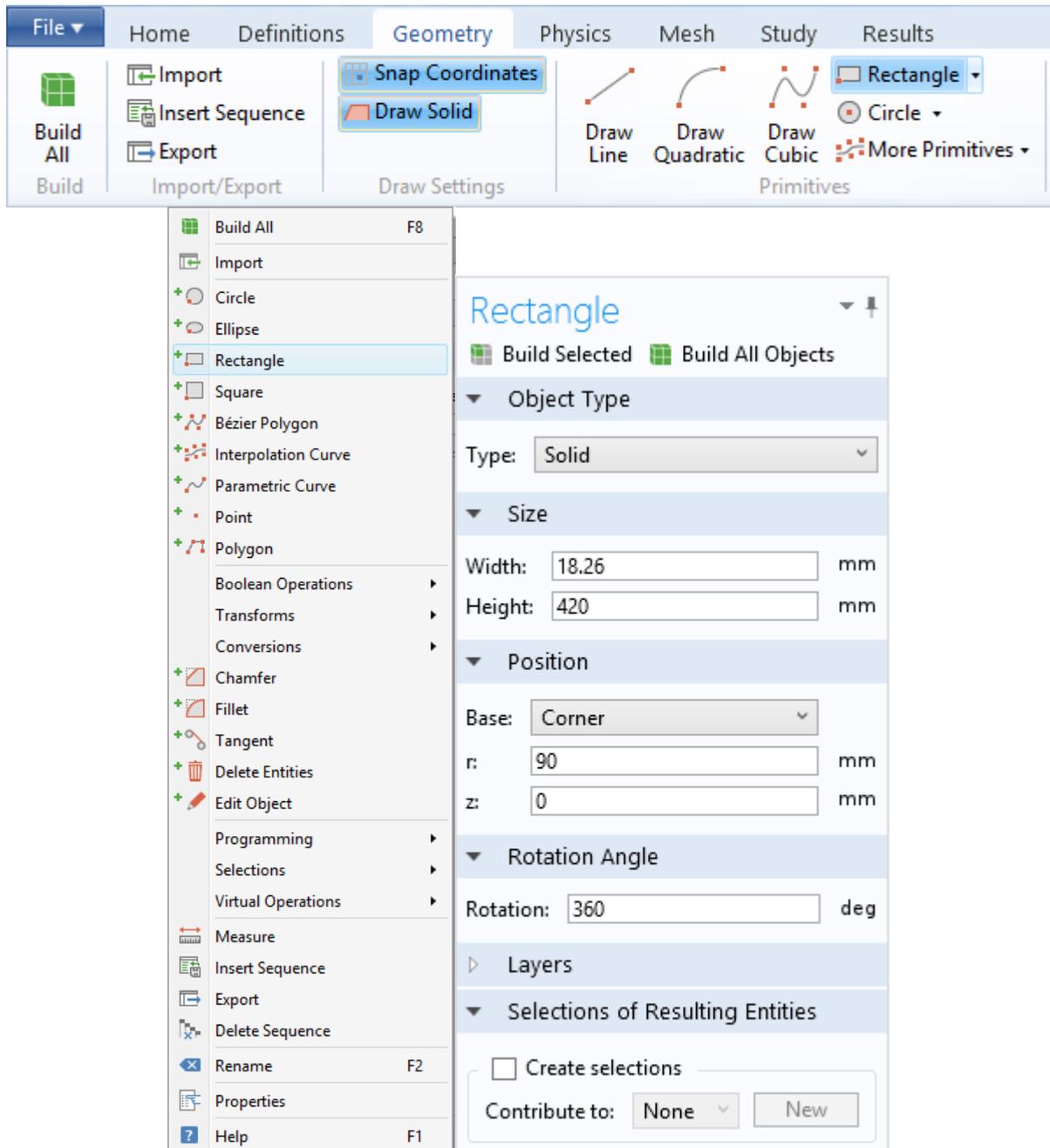


Fonte: Autor.

A2. Geometria

Para criação da geometria 2D *Axisymmetric* do duto analisado, pode-se seguir dois caminhos: na janela *Model Builder*, em *Component 1*, clicar com o botão direito em *Geometry* e selecionar *Rectangle*; ou através da *Ribbon Bar*, no canto superior da tela, selecionar *Geometry*, e depois *Rectangle* (ver figura 59).

Figura 59 - Função de geometria tipo retângulo.



Fonte: Autor.

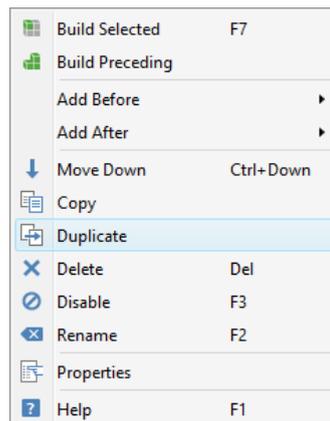
Em seguida, na janela *Rectangle*, deve-se preencher as informações de acordo com a tabela 11 para os múltiplos retângulos da geometria, os quais podem ser criados repetindo o procedimento acima, ou duplicando o retângulo original. Para isso, na janela *Model Builder*, em *Geometry*, deve-se clicar com o botão direito em *Rectangle* e selecionar *Duplicate* (ver figura 60).

Tabela 11 - Comparação dos tempos crítico de *shutdown* nos modelos.

| Retângulo (<i>Rectangle</i>) | Tipo (<i>Type</i>) | Largura (<i>Width</i>) | Altura (<i>Height</i>) | Base | Posição (<i>Position</i>) r | Posição (<i>Position</i>) z | Rotação (<i>Rotation</i>) |
|-----------------------------------|-------------------------|-----------------------------|-----------------------------|---------------|----------------------------------|----------------------------------|--------------------------------|
| 1 | <i>Solid</i> | 18.26 | 420 | <i>Corner</i> | 90 | 0 | 360 |
| 2 | <i>Solid</i> | 18.26 | 50 | <i>Corner</i> | 90 | 420 | 360 |
| 3 | <i>Solid</i> | 18.26 | 30 | <i>Corner</i> | 90 | 470 | 360 |
| 4 | <i>Solid</i> | 18.26 | 20 | <i>Corner</i> | 90 | 500 | 360 |
| 5 | <i>Solid</i> | 0.25 | 585 | <i>Corner</i> | 108.26 | 0 | 360 |
| 6 | <i>Solid</i> | 0.25 | 585 | <i>Corner</i> | 108.51 | 0 | 360 |
| 7 | <i>Solid</i> | 3 | 585 | <i>Corner</i> | 108.76 | 0 | 360 |
| 8 | <i>Solid</i> | 55 | 585 | <i>Corner</i> | 111.76 | 0 | 360 |
| 9 | <i>Solid</i> | 2.5 | 585 | <i>Corner</i> | 166.76 | 0 | 360 |
| 10 | <i>Solid</i> | 93.16 | 35 | <i>Corner</i> | 15.1 | 520 | 360 |
| 11 | <i>Solid</i> | 91.26 | 30 | <i>Corner</i> | 17 | 555 | 360 |
| 12 | <i>Solid</i> | 156 | 67 | <i>Corner</i> | 17 | 585 | 360 |
| 13 | <i>Solid</i> | 15.1 | 35 | <i>Corner</i> | 0 | 520 | 360 |
| 14 | <i>Solid</i> | 16.99 | 97 | <i>Corner</i> | 0 | 555 | 360 |

Fonte: Autor.

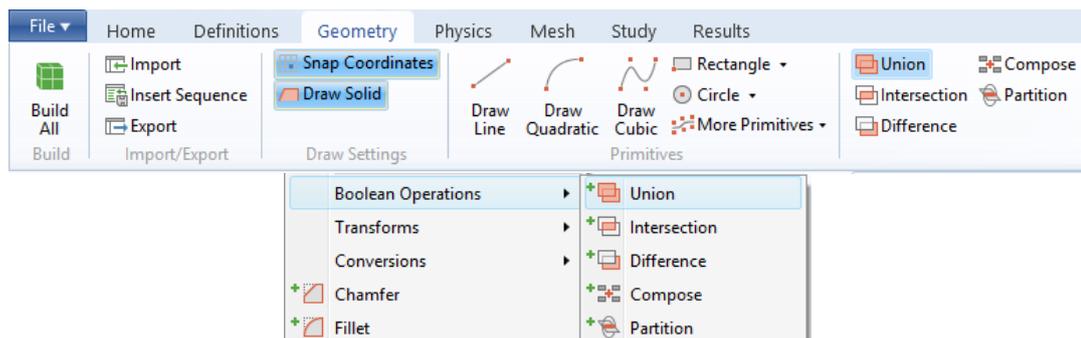
Figura 60 - Opção de duplicação.



Fonte: Autor.

Depois, os retângulos 1, 2, 3 e 4 devem ser unidos para formar o tubo de aço, os retângulos 11 e 12 também devem ser unidos para formar a tampa de PTFE, e os retângulos 13 e 14 para formar o conector. Para isso, têm-se dois caminhos: na janela *Model Builder*, em *Geometry*, clicar com o botão direito e selecionar *Boolean Operations*>*Union*; ou através da *Ribbon Bar*, no canto superior da tela, selecionar *Geometry*, e depois *Union* (ver figura 61).

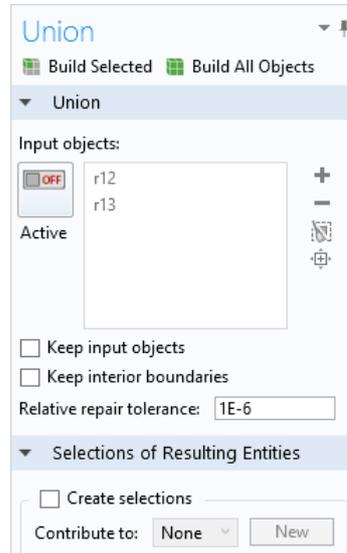
Figura 61 - Função de união de geometrias.



Fonte: Autor.

Na janela *Union*, deve-se selecionar os retângulos mencionados individualmente, e depois clicar em *Build All Objects* (ver figura 62). E assim, repetir o procedimento para as outras uniões mencionadas.

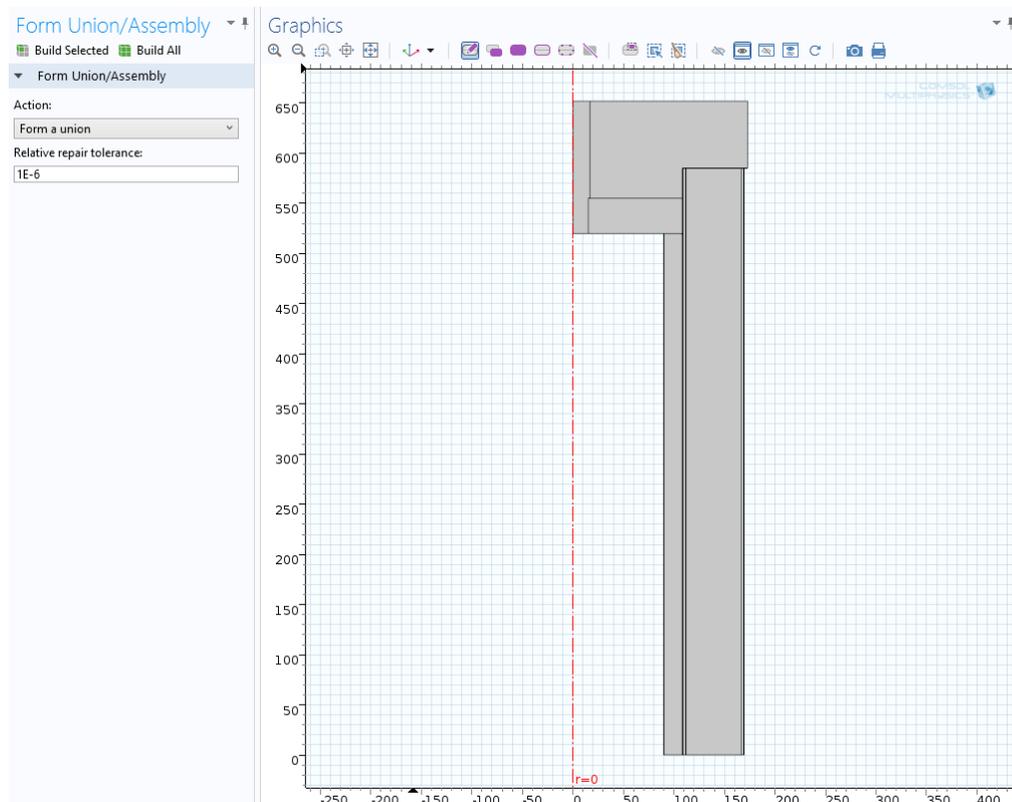
Figura 62 - Janela da função união.



Fonte: Autor.

Por fim, na janela *Model Builder*, deve-se clicar em *Form Union*, e depois em *Build All*. Com isso, o resultado final da geometria (ver figura 63), na janela *Graphics*, deve ficar de acordo com a figura a seguir.

Figura 63 - Geometria final.

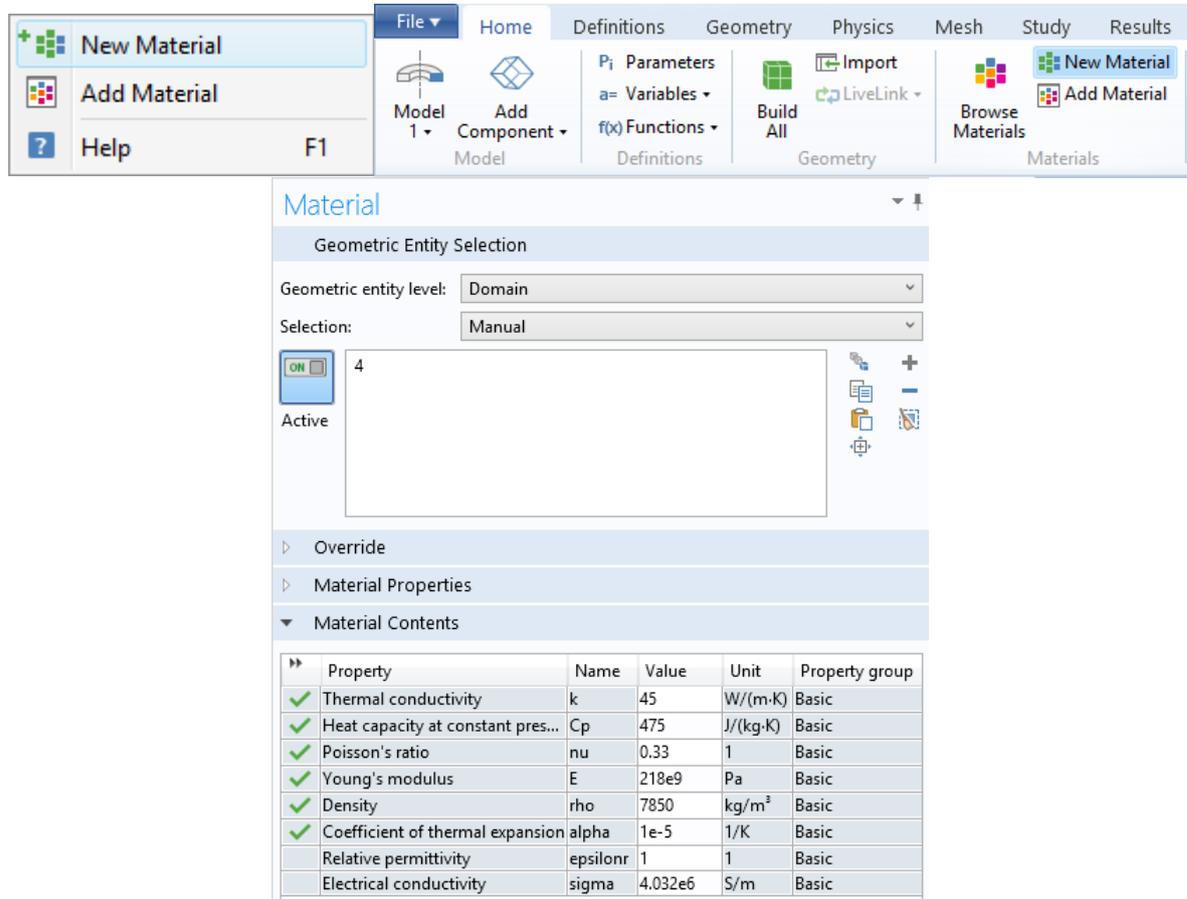


Fonte: Autor.

A3. Materiais

Para criação dos materiais utilizados no duto, pode-se seguir dois caminhos: na janela *Model Builder*, em *Component 1*, clicar com o botão direito em *Materials* e selecionar *New Material*; ou através da *Ribbon Bar*, no canto superior da tela, selecionar *Home*, e depois *New Material* (ver figura 64).

Figura 64 - Função de criação de um novo material.



Fonte: Autor.

Em seguida, na janela *Graphics*, deve-se selecionar a região em que o material está presente, e na janela *Material*, preencher suas propriedades pertinentes as físicas aplicadas, de acordo com a tabela 12. Com isso, repetir o procedimento até que todos os materiais tenham sido aplicados.

Tabela 12 - Propriedades termomecânicas dos materiais.

| Material da Camada | Condutividade Térmica (W/m.K) | Calor Específico (J/kg.K) | Densidade (kg/m ³) | Módulo de Elasticidade (GPa) | Coefficiente de Poisson | Coefficiente de Expansão Térmica (°C ⁻¹) |
|---------------------|-------------------------------|---------------------------|--------------------------------|------------------------------|-------------------------|--|
| Tubo de Aço | 45 | 475 | 7850 | 218 | 0,33 | 1.10 ⁻⁵ |
| Epóxi | 0,3 | 2000 | 1200 | 3 | 0,4 | 5,3.10 ⁻⁵ |
| PP Adesivo | 0,22 | 2090 | 900 | 1,3 | 0,4 | 1,6.10 ⁻⁴ |
| PP Sólido | 0,22 | 2000 | 900 | 1,3 | 0,4 | 1,6.10 ⁻⁴ |
| PP Sintático | 0,165+10 ⁻⁴ .T | 1506,6+6,26.T | 640 | 1,1-0,94.10 ⁻³ .T | 0,32 | 5.10 ⁻⁵ |
| Tampa de Aço - APX4 | 19 | 460 | 7700 | 211 | 0,33 | 1.10 ⁻⁵ |
| PTFE | 0,24 | 1050 | 2200 | 0,4 | 0,46 | 1,3.10 ⁻⁴ |

Fonte: Autor.

Para a aplicação das equações das propriedades da espuma sintática, em função da temperatura, deve-se utilizar uma notação semelhante a encontrada no Matlab, e lembrar que a temperatura se encontra em graus Celsius. Além disso, para facilitar a compreensão da equação pelo *software*, deve-se acrescentar um coeficiente para modificação das unidades para o padrão SI, como visto na figura 65.

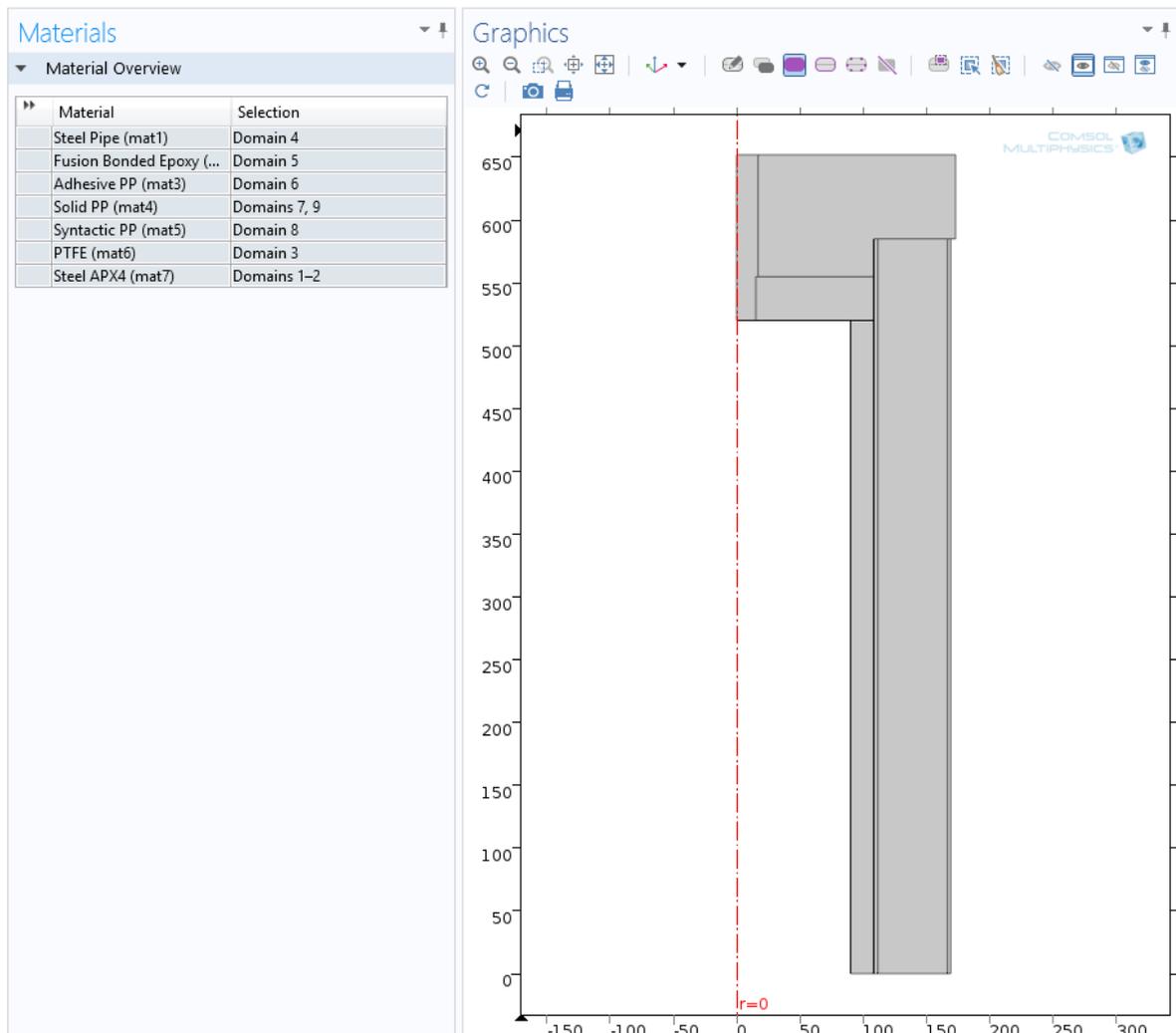
Figura 65 - Aplicação das equações das propriedades da espuma sintática.

| Material Contents | | | | | |
|-------------------------------------|-------|--|-------------------|----------------|--|
| Property | Name | Value | Unit | Property group | |
| ✓ Thermal conductivity | k | $(0.165 + (T - 273.15) \cdot 10^{-4}) \cdot 1$ [W/(m·K ²)] | W/(m·K) | Basic | |
| ✓ Heat capacity at constant pres... | Cp | $(1506.6 + 6.26 \cdot (T - 273.15)) \cdot 1$ [J/(kg·K ²)] | J/(kg·K) | Basic | |
| ✓ Density | rho | 640 | kg/m ³ | Basic | |
| ✓ Young's modulus | E | $(-0.94 \cdot 10^{-3} \cdot (T - 273.15) + 1.1) \cdot 1$ [GPa/K] | Pa | Basic | |
| ✓ Poisson's ratio | nu | 0.32 | 1 | Basic | |
| ✓ Coefficient of thermal expansion | alpha | 5e-5 | 1/K | Basic | |

Fonte: Autor.

Logo, ao se aplicar todos os materiais, as janelas *Material* e *Graphics*, devem ficar de acordo com a figura 66.

Figura 66 - Domínio dos materiais aplicados.

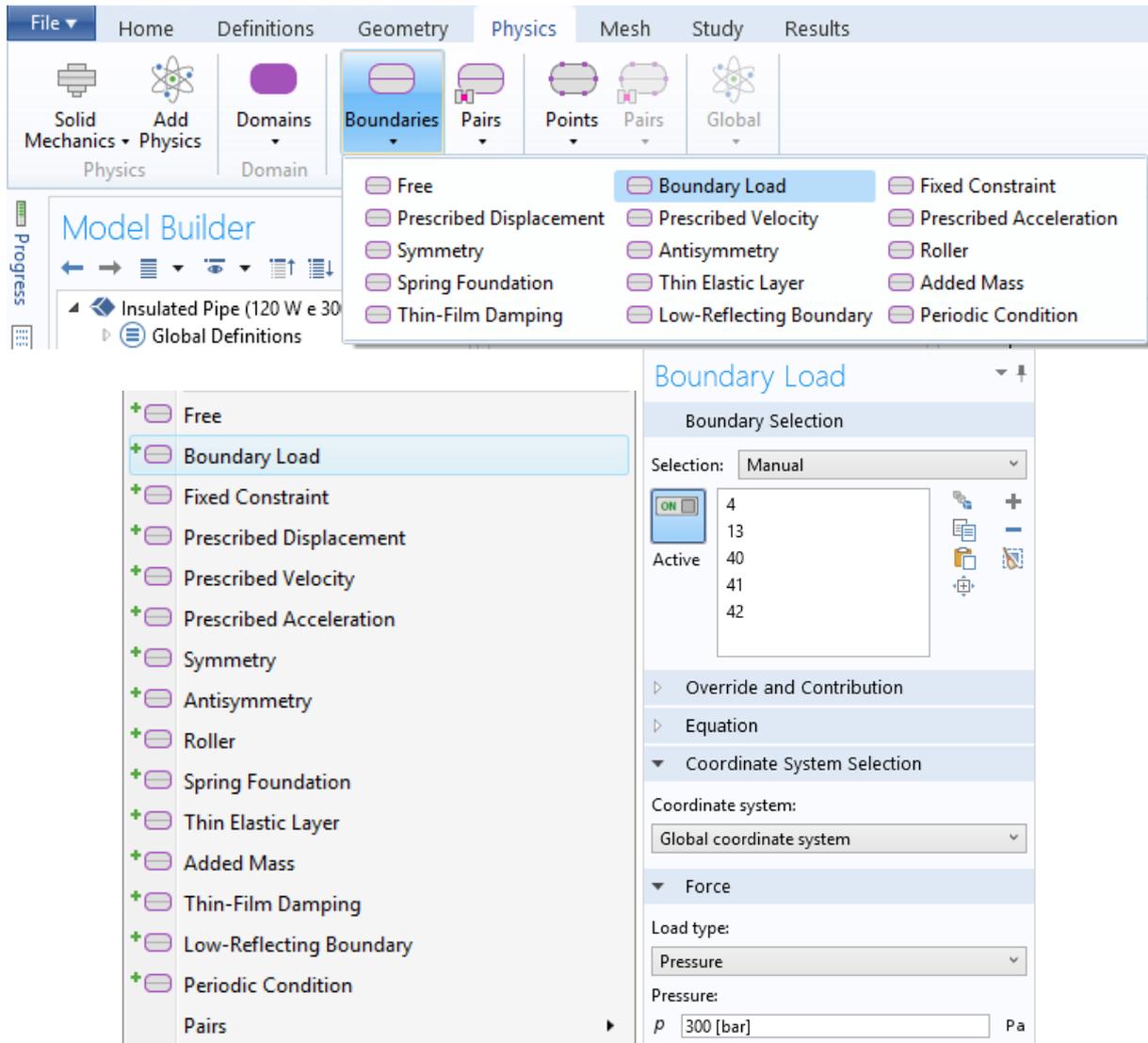


Fonte: Autor.

A4. Condições iniciais e de contorno

Primeiramente, para aplicação da pressão externa no duto, pode-se seguir dois caminhos: na janela *Model Builder*, em *Component 1*, clicar com o botão direito em *Solid Mechanics* e selecionar *Boundary Load*; ou através da *Ribbon Bar*, no canto superior da tela, selecionar *Physics>Solid Mechanics>Boundaries>Boundary Load* (ver figura 67).

Figura 67 - Condição de contorno de carregamento superficial.

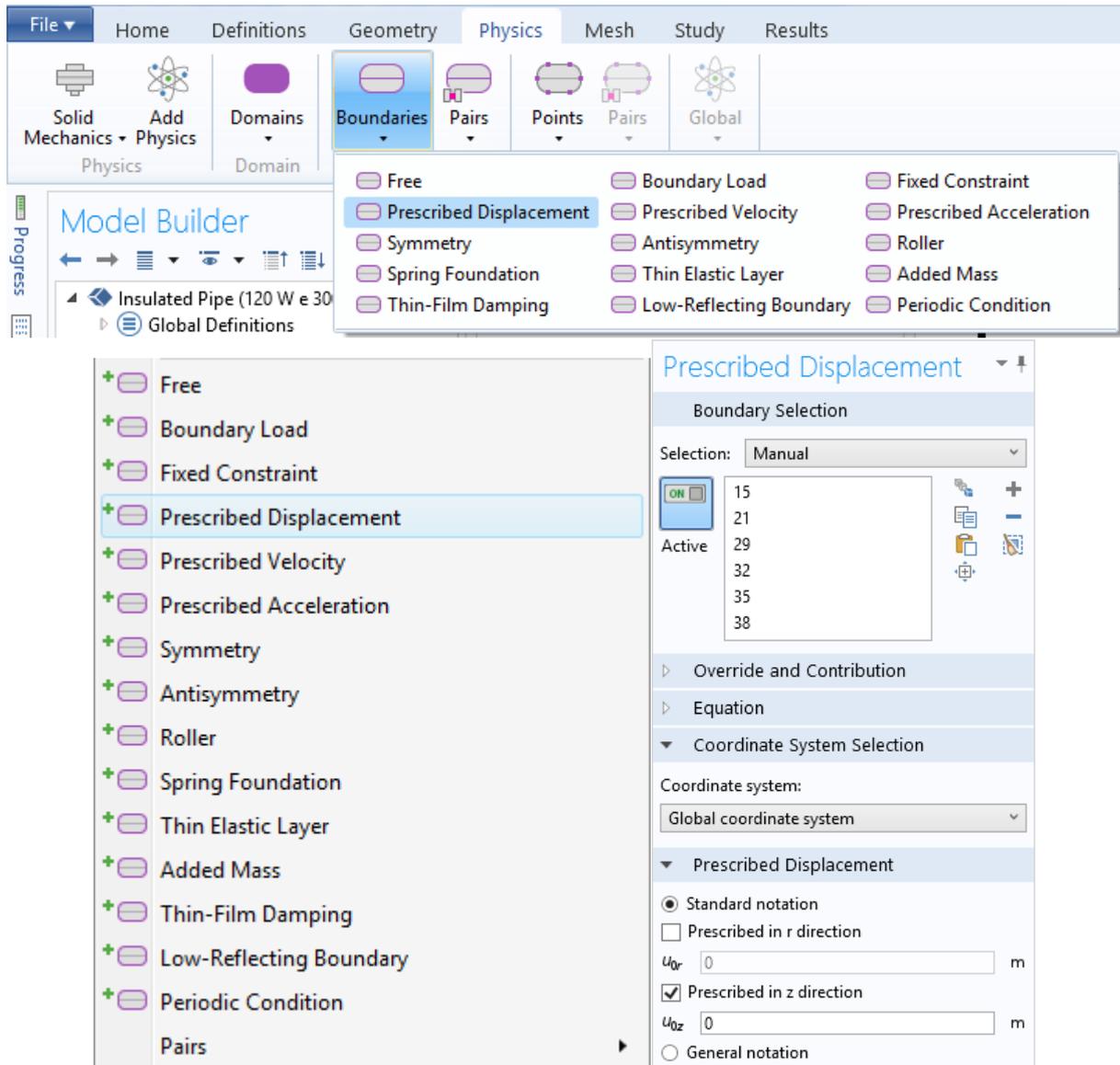


Fonte: Autor.

Na janela *Boundary Load*, deve-se selecionar pressão (*Pressure*), como tipo de carregamento (*Load type*), aplica-la nos contornos externos do duto, e informar o valor de acordo com o modelo que se deseja reproduzir como, por exemplo, *300 [bar]*.

Em seguida, para aplicação da condição de não deslocamento em z no centro do duto, pode-se seguir dois caminhos: na janela *Model Builder*, em *Component 1*, clicar com o botão direito em *Solid Mechanics* e selecionar *Prescribed Displacement*; ou através da *Ribbon Bar*, no canto superior da tela, selecionar *Physics>Solid Mechanics>Boundaries>Prescribed Displacement* (ver figura 68).

Figura 68 - Condição de contorno de deslocamento prescrito.



Fonte: Autor.

Na janela *Prescribed Displacement*, deve-se selecionar a direção *z* (*Prescribed in z direction*), e colocar zero no valor, para garantir que não haverá deslocamento nessa direção. Quanto a condição de não deslocamento em na direção *r*, esta já está pré-definida pelo *software* na região de simetria (*Axial Symmetry*), porém precisa ser aplicada na região de contato entre o conector e a tampa de PTFE. Sendo assim, faz-se necessário repetir esse procedimento selecionando a direção *r* e a região de contato do conector com a tampa de PTFE, e aplicando o valor zero.

Por outro lado, para inserção das condições iniciais e de contorno térmicas, tem-se uma grande quantidade variações. Essas condições podem ser vistas em tabelas ao longo do tópico de modelos e resultados, e também nas tabelas 13 e 14 reproduzidas aqui. Assim, começando pela aplicação do fluxo de calor interno no modelo, também pode-se seguir dois caminhos: na janela *Model Builder*, em *Component 1*, clicar com o botão direito em *Heat Transfer in Solids* e selecionar *Heat Flux*; ou através da *Ribbon Bar*, no canto superior da tela, selecionar *Physics*>*Heat Transfer in Solids*>*Boundaries*>*Heat Flux* (ver figura 69).

Tabela 13 - Condições iniciais e de contorno.

| Etapa do experimento | Pressão (bar) | Fluxo térmico interno (W/m^2) | Temp. inicial do modelo ($^{\circ}C$) | Temp. da água ($^{\circ}C$) | Coefficiente de convecção externo - h_e ($W/m^2.K$) | Temp. média do ar ($^{\circ}C$) | Coefficiente de convecção interno - h_i ($W/m^2.K$) |
|----------------------|---------------|-----------------------------------|---|-------------------------------|---|-----------------------------------|---|
| Teste A/ Etapa 2 | 1 | 210 | 15,36 | 15,25 | 125 | 30 | 3 |
| Teste A/ Etapa 3 | 1 | 420 | - | 15,3 | 155 | 60 | 3,7 |
| Teste B/ Etapa 3 | 300 | 210 | 16,62 | 16,75 | 170 | 30 | 3 |
| Teste B/ Etapa 4 | 300 | 420 | - | 17,27 | 230 | 60 | 3,7 |

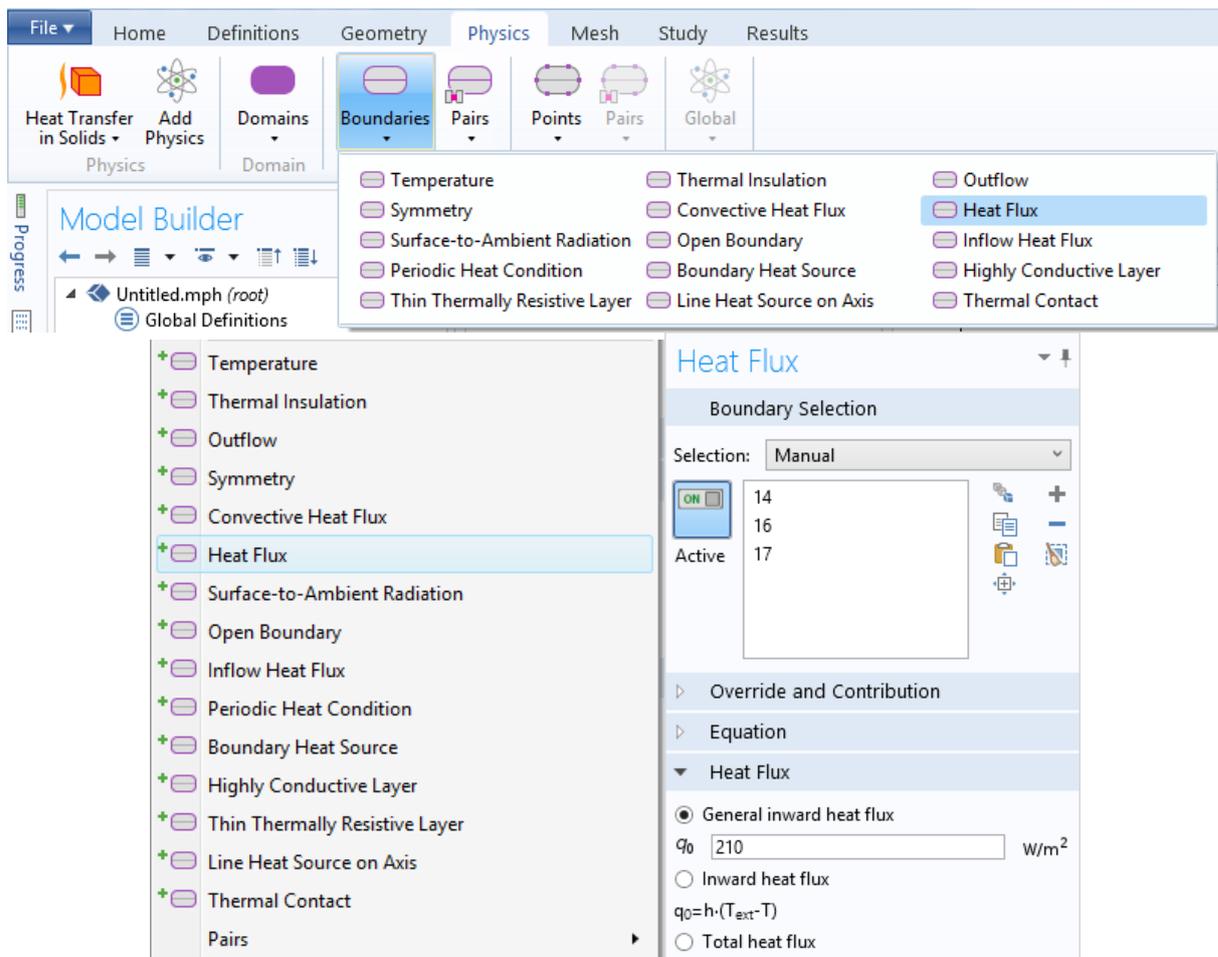
Fonte: Autor.

Tabela 14 - Condições iniciais e de contorno (continuação).

| Etapa do experimento | Pressão (bar) | Fluxo de calor interno do modelo (W/m^2) | Temperatura constante da ponta do conector ($^{\circ}C$) | Coefficiente de convecção interno no conector - h_{i2} ($W/m^2.K$) |
|----------------------|---------------|--|--|--|
| Teste A/ Etapa 2 | 1 | 210 | 15,25 | 0,29 |
| Teste A/ Etapa 3 | 1 | 420 | 15,3 | 0,29 |
| Teste B/ Etapa 3 | 300 | 210 | 16,75 | 17,6 |
| Teste B/ Etapa 4 | 300 | 420 | 17,27 | 96,7 |

Fonte: Autor.

Figura 69 - Condição de contorno de deslocamento prescrito.

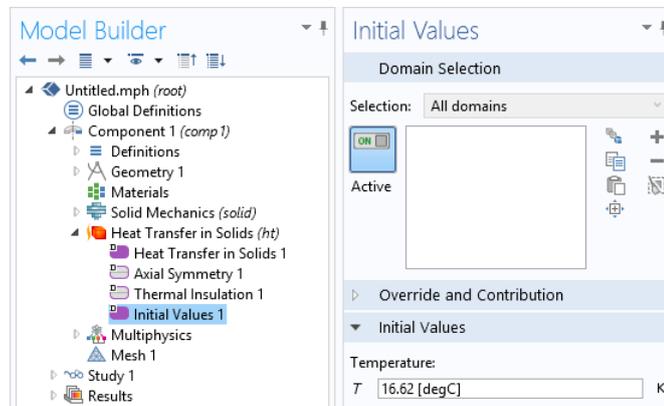


Fonte: Autor.

Na janela *Heat Flux*, deve-se selecionar o fluxo de calor, como tipo geral (*General inward heat flux*), aplica-lo nos contornos internos do duto, e informar o valor de acordo com o modelo que se deseja reproduzir como, por exemplo, 210 ou 420 W/m^2 .

Quanto a condição inicial de temperatura do modelo, deve-se alterar o valor prescrito pelo *software*, indo na janela *Model Builder*, em *Heat Transfer in Solids*, clicando com o botão esquerdo *Initial Values*, e alterando o valor da temperatura para o valor de um dos modelos (ver figura 70).

Figura 70 - Condição inicial de temperatura.

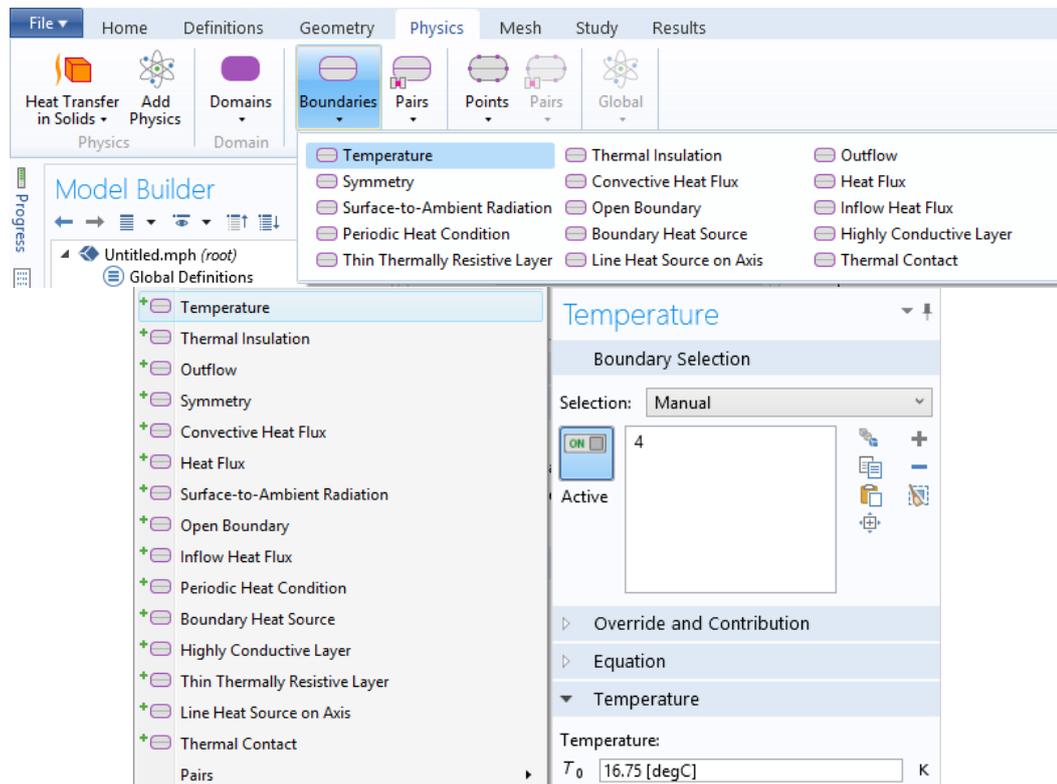


Fonte: Autor.

Vale salientar que a temperatura inicial dos modelos de 240 W é dada pelo próprio *software* ao se simular a etapa anterior, e utilizar os resultados como valores iniciais para etapa posterior.

Já para aplicação da temperatura constante na ponta superior do conector, pode-se seguir dois caminhos: na janela *Model Builder*, em *Component 1*, clicar com o botão direito em *Heat Transfer in Solids* e selecionar *Temperature*; ou através da *Ribbon Bar*, no canto superior da tela, selecionar *Physics*>*Heat Transfer in Solids*>*Boundaries*>*Temperature* (ver figura 71).

Figura 71 - Condição de contorno de temperatura.

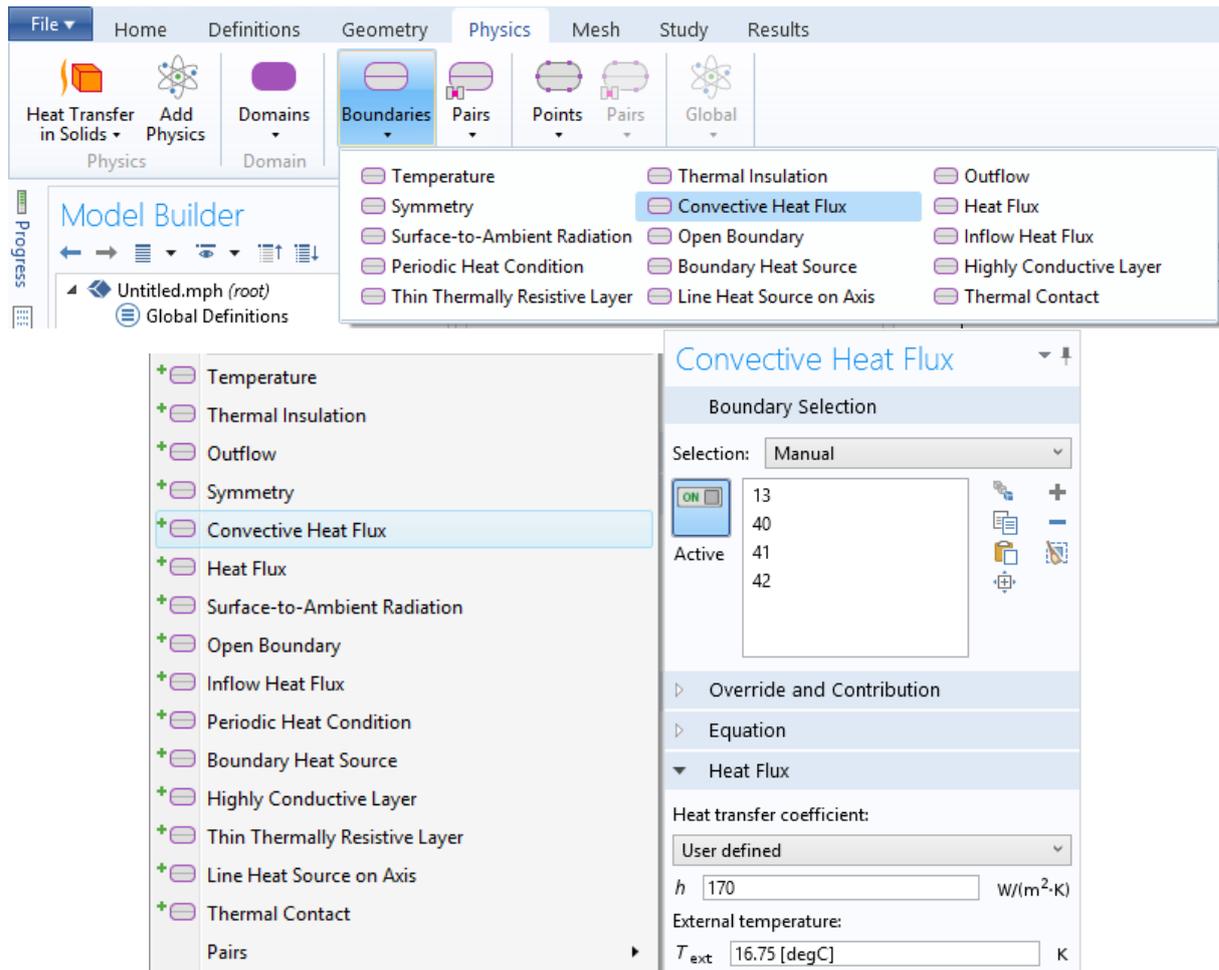


Fonte: Autor.

Na janela *Temperature*, deve-se informar o valor da temperatura de acordo com o modelo que se deseja reproduzir como, por exemplo, 16,75 °C ou 17,27 °C, e aplica-la no contorno da ponta superior do conector.

Por último, para aplicação das condições de contorno de convecção, também pode-se seguir dois caminhos: na janela *Model Builder*, em *Component 1*, clicar com o botão direito em *Heat Transfer in Solids* e selecionar *Convective Heat Flux*; ou através da *Ribbon Bar*, no canto superior da tela, selecionar *Physics*>*Heat Transfer in Solids*>*Boundaries*>*Convective Heat Flux* (ver figura 72).

Figura 72 - Condição de contorno convecção.



Fonte: Autor.

Na janela *Convective Heat Flux*, deve-se informar o valor da temperatura do fluido e do coeficiente de convecção (h) de acordo com o modelo que se deseja reproduzir como, por exemplo, 16,75 °C e 170 W/(m².K), respectivamente; e aplica-la no contorno pertinente do modelo, como como as superfícies externas do duto, internas da tampa metálica ou laterais do conector.

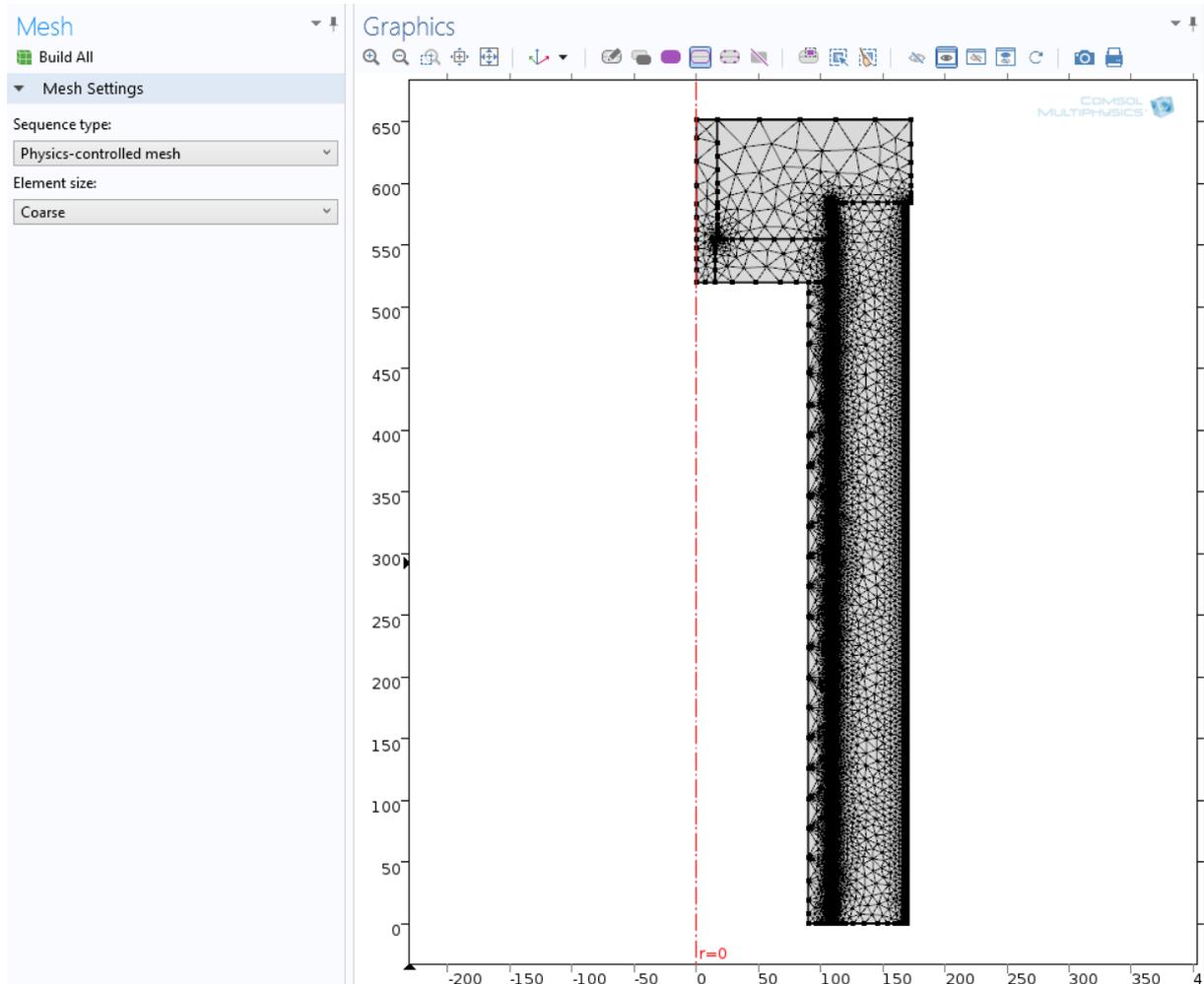
Sendo assim, como existem para cada modelo três condições de contorno de convecção, deve-se repetir esse procedimento, e alterar os valores os contornos de acordo com os descritos nas tabelas apresentadas anteriormente.

Logo, com a inserção de todas as condições iniciais e de contorno, pode-se passar a geração da malha do modelo dos elementos finitos.

A5. Geração de malha

Para geração de malha, pode-se criar uma malha simples controlada pela física e pelo próprio COMSOL Multiphysics 4.4, clicando com o botão esquerdo em *Mesh*, e selecionando *Physics-controlled mesh* e *Coarse*, o que gera uma malha em geral levemente grossa, mas refinada nas regiões de contorno, como na figura 73.

Figura 73 - Malha grossa gerada automaticamente pelo COMSOL Multiphysics 4.4.

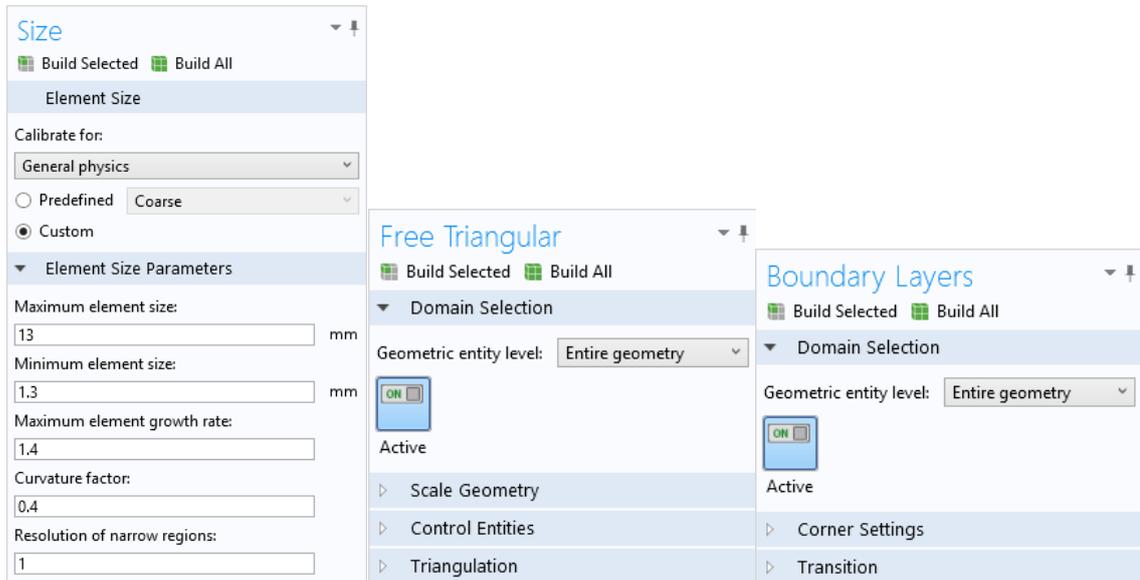


Fonte: Autor.

Entretanto, também pode-se criar uma malha controlada pelo próprio usuário, clicando com o botão esquerdo em *Mesh*, e selecionando *User-controlled mesh*. Assim, a malha aplicada no estudo possui características específicas, as quais serão descritas a seguir.

Primeiramente, deve-se clicar com o botão esquerdo em *Size*, selecionar *Custom* (“customizável”), e aplicar os valores para os parâmetros de acordo com a figura 74. Além disso, deve-se manter o elemento do tipo triangular livre (*Free Triangular*), o qual é o mais indicado para a geometria e as físicas analisadas.

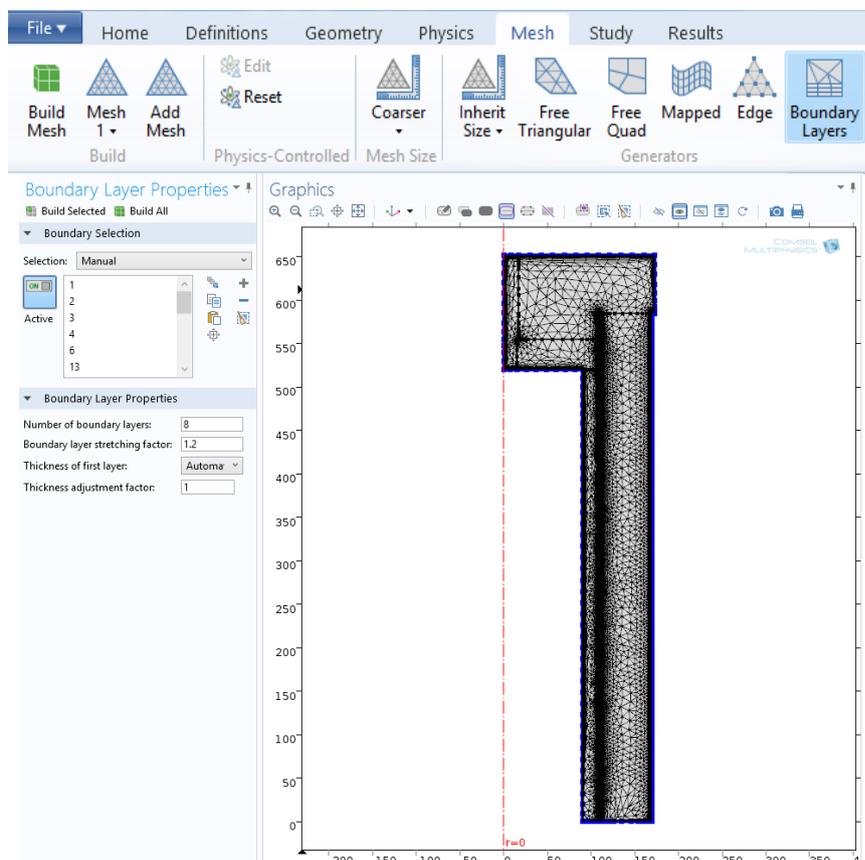
Figura 74 - Customização da malha.



Fonte: Autor.

Por último, para aplicação do refinamento de malha com elementos retangulares no contorno externo do modelo, pode-se seguir dois caminhos: na janela *Model Builder*, em *Component 1*, clicar com o botão direito em *Mesh* e selecionar *Boundary Layer*; ou através da *Ribbon Bar*, no canto superior da tela, selecionar *Mesh* e *Boundary Layer*. E na janela *Boundary Layer Properties*, aplicar os parâmetros apresentados na figura 75.

Figura 75 - Refinamento de malha no contorno.

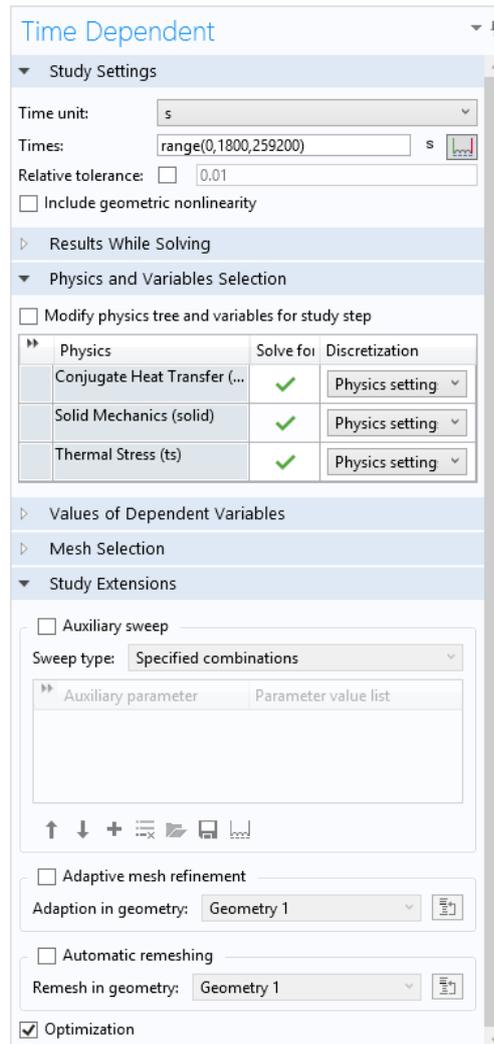


Fonte: Autor.

A6. Estudo transitório

Para configurar o *solver* do estudo transitório (*Time Dependent*), deve-se ir em *Study 1* e clicar com o botão esquerdo em *Step 1: Time Dependent*. Em seguida, na janela *Time Dependent*, colocar nos parâmetros de tempo do estudo, em *Study Settings*, onde a unidade de tempo será s (segundos), e as variáveis serão avaliadas nos pontos de 0 s a 259200 s (ou 72 h) em intervalos de 1800 s (ou 30 min.). Para isso é necessário escrever a expressão dos intervalos de tempo em notação semelhante ao Matlab: `range(0, 1800, 259200)`, como apresentado na figura 76.

Figura 76 - Configuração do estudo transitório.



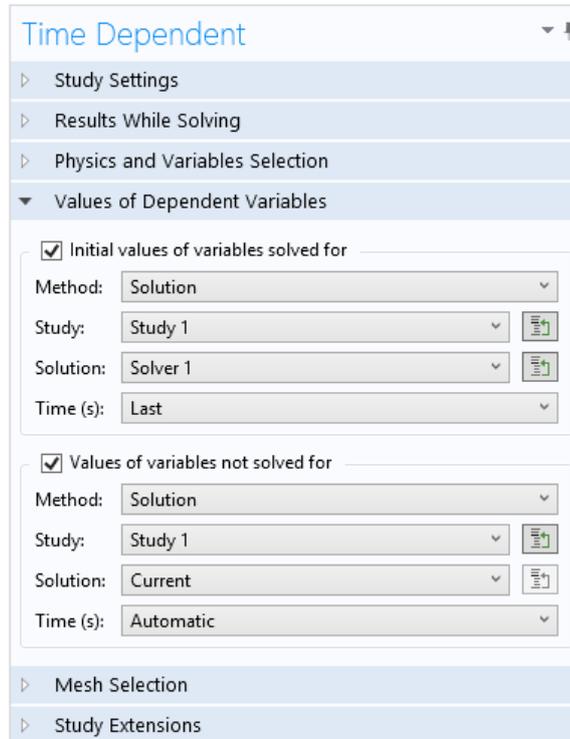
Fonte: Autor.

Além disso, é necessário verificar se todas as físicas foram selecionadas, para resolução do problema, na caixa *Physics and Variables Selection*. Enquanto na caixa *Study Extensions*, deve-se selecionar *Optimization*, para que o *software* possa otimizar a malha para facilitar a resolução das físicas se necessário.

Por outro lado, para o *solver* dos modelos de 240 W é necessário salvar como (*save as*) o arquivo com os resultados e modelo da etapa anterior, modificar suas condições de contorno e alterar a fonte dos valores iniciais, para que eles sejam iguais aos do resultado da etapa anterior. Para isso, deve-se clicar com o botão esquerdo em *Step 1: Time Dependent* mais uma vez, e na caixa *Values of Dependent Variables*, selecionar *Initial values of variables solved for*.

E com isso, selecionar *Method: Solution; Study: Study 1; Solution: Solver 1; e Time (s): Last*, como apresentado na figura 77.

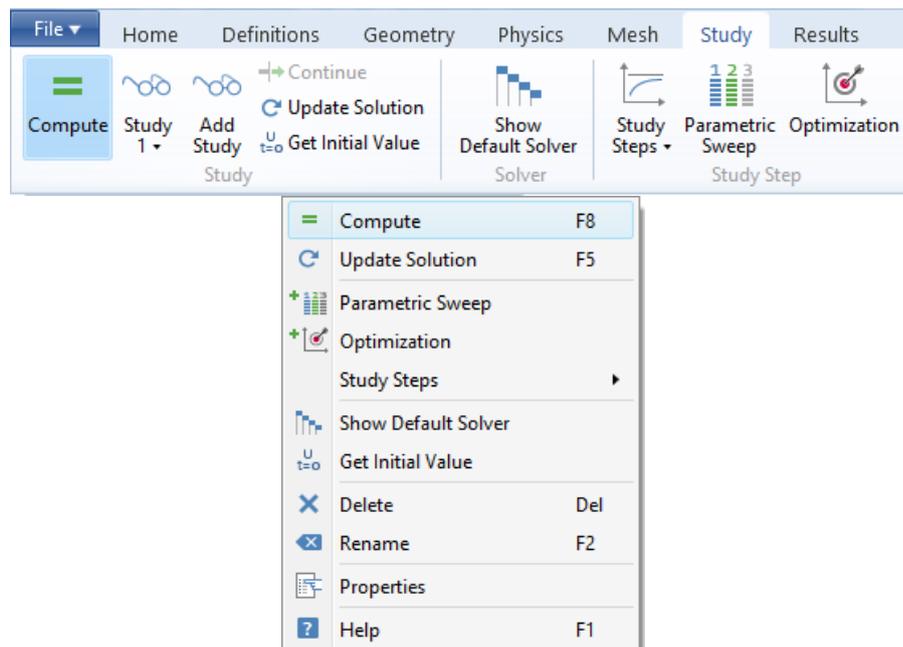
Figura 77 - Configuração do estudo transitório (continuação).



Fonte: Autor.

Logo, já é possível resolver o modelo indo: na janela *Model Builder*, em *Component 1*, clicando com o botão direito em *Study 1* e selecionar *Compute*; ou através da *Ribbon Bar*, no canto superior da tela, selecionar *Study* e *Compute* (ver figura 78).

Figura 78 - Opção de computar estudo.



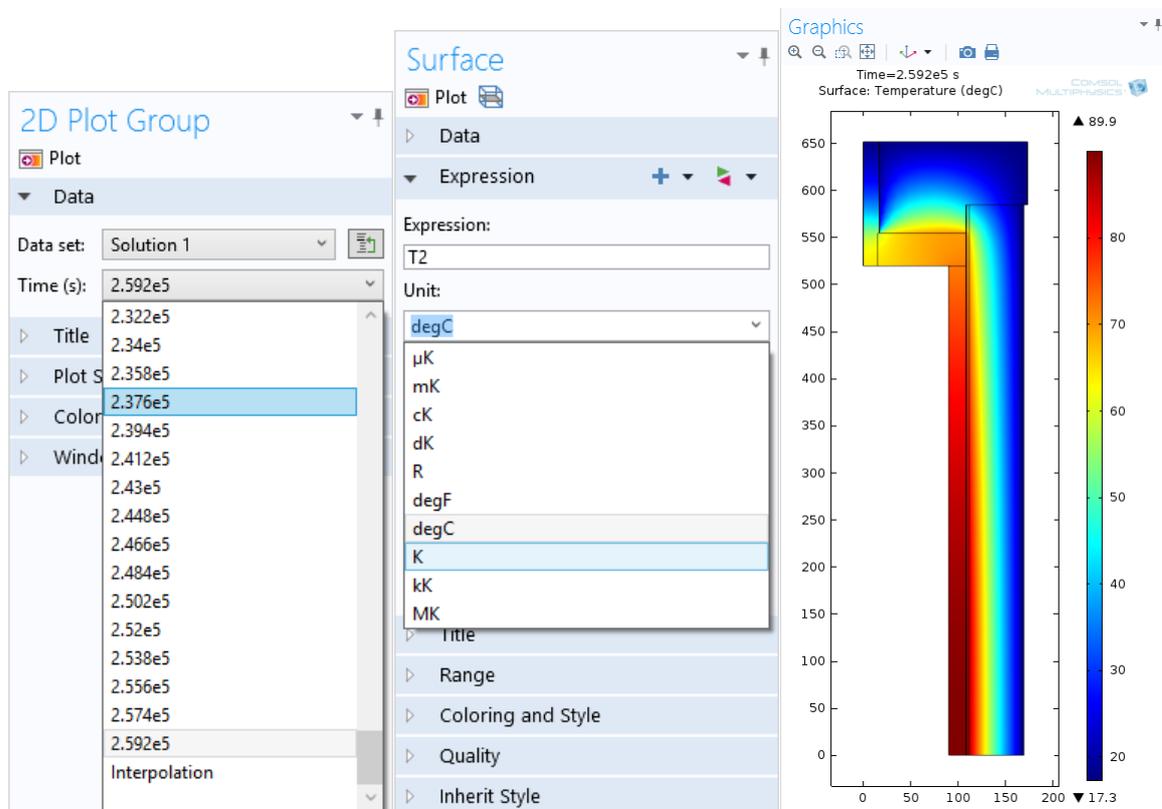
Fonte: Autor.

A7. Resultados e pós-processamento

Ao término da resolução do modelo, o COMSOL Multiphysics dará os resultados básicos de distribuição de tensão, deslocamento e temperatura do modelo, em 2D e 3D, e em qualquer um dos tempos avaliados.

Assim, para alterar o tempo do resultado apresentado, basta ir na janela *Model Builder*, e clicar com o botão esquerdo no gráfico do resultado como, por exemplo, *Temperature (Solid)*. E com isso, na janela *2D Plot Group*, selecionar o tempo a ser apresentado em *Time (s)*, e clicar em *Plot*. Além disso, pode-se selecionar a unidade do gráfico apresentado indo em, por exemplo, *Results>Temperature (Solid)>Surface 1*, e selecionando a unidade em *Unit*, como visto na figura 79.

Figura 79 - Configuração do gráfico de distribuição de temperatura.

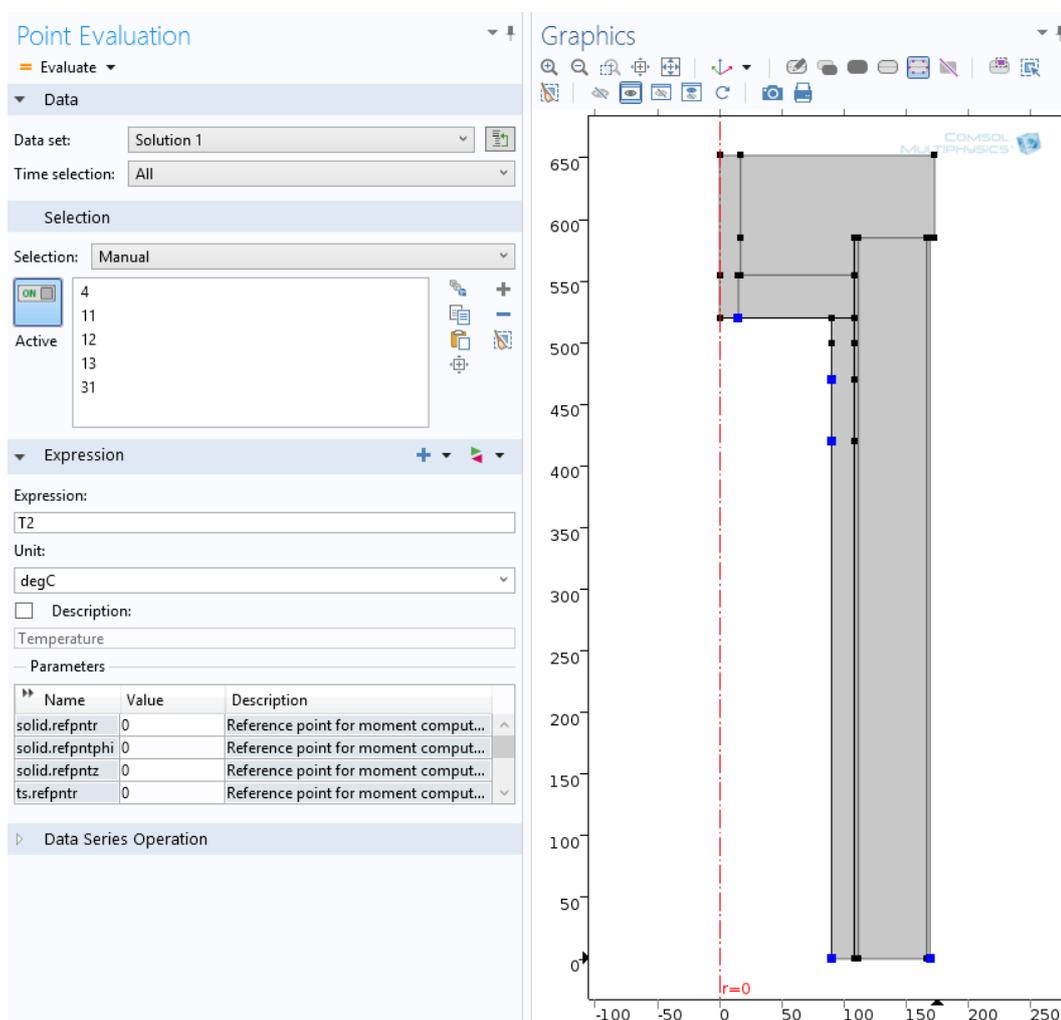


Fonte: Autor.

Já para obtenção dos gráficos de comparação entre o resultado da simulação e experimental é necessário se exporta os dados para o Excel. Para isso, pode-se seguir dois caminhos: na janela *Model Builder*, em *Results*, clicar com o botão direito em *Derived Values* e selecionar *Point Evaluation*; ou através da *Ribbon Bar*, no canto superior da tela, selecionar *Results e Point Evaluation*.

Em seguida, na janela *Point Evaluation*, selecionar os pontos de interesse descritos ao longo do trabalho, apresentados na figura 80, e também a propriedade a ser avaliada, ou seja, a temperatura. Para isso, deve-se clicar no símbolo (verde e vermelho) ao lado de *Expression*, selecionar *Heat Transfer in Solids>Temperature*, e a unidade em *Unit*. E por fim, clicar na seta ao lado de *Evaluate*, no topo da janela, e selecionar *New Table*.

Figura 80 - Opção de avaliação de temperatura em pontos.



Fonte: Autor.

Com isso, na janela *Table 1*, clicar em *Export*, selecionar um local para salvar, dar um nome ao arquivo, e alterar o tipo para extensão *.xlsx*, a qual pode ser lida no Excel (ver figura 81), onde poderá ser feito a junção com os dados experimentais e a apresentação gráfica, como no trabalho.

Figura 81 - Opção de exportação de dados.

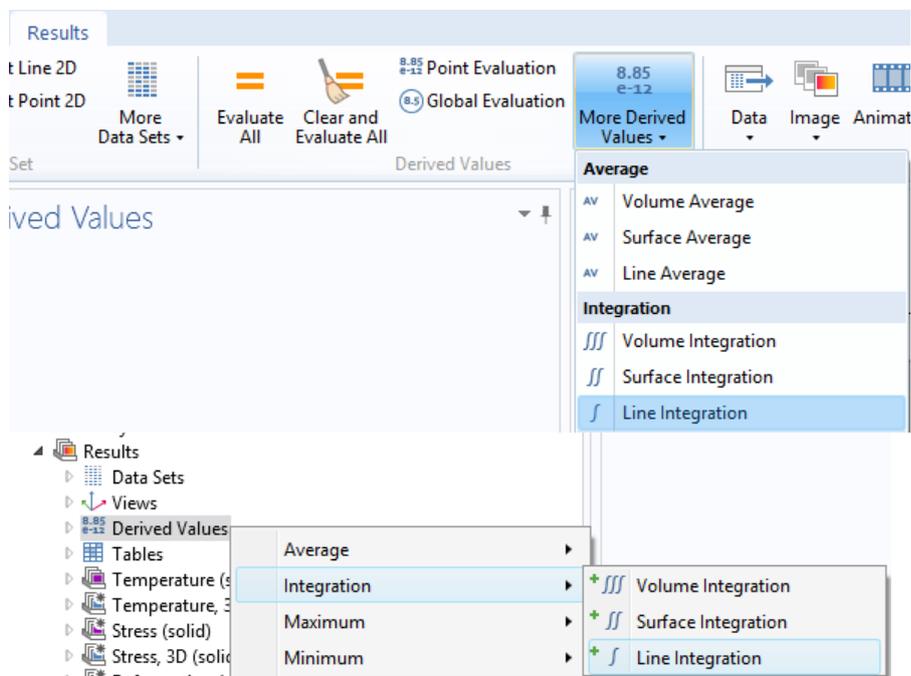
The screenshot shows the 'Table 1' window with the 'Export' menu open. The menu options are: 'Text File (*.txt)', 'Microsoft Excel Workbook (*.xlsx)', 'CSV File (*.csv)', 'Data File (*.dat)', and 'All Files (*.*)'. The 'Microsoft Excel Workbook (*.xlsx)' option is highlighted.

| Time (s) | Temperature (degC), Point: 11 | Temperature (degC), Point: 12 | Temperature (degC), Point: 13 | Temperature (degC), Point: 31 |
|----------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|
| 0 | 16.97911 | 17.87725 | 17.76833 | 17.63728 |
| 1800 | 18.77437 | 21.5388 | 20.69229 | 20.26103 |
| 3600 | 20.64703 | 24.67107 | 23.16296 | 22.57365 |
| 5400 | 22.40655 | 27.41902 | 25.39683 | 24.69489 |
| 7200 | 24.06408 | 29.85359 | 27.41356 | 26.63077 |
| 9000 | 25.59658 | 32.05901 | 29.27334 | 28.41895 |
| 10800 | 27.01182 | 34.03013 | 30.97002 | 30.05725 |

Fonte: Autor.

Por outro lado, para obtenção dos valores de fluxo térmico perdido pelo conector e pela tampa de PTFE, pode-se seguir dois caminhos: na janela *Model Builder*, em *Results*, clicar com o botão direito em *Derived Values* e selecionar *Integration*>*Line Integration*; ou através da *Ribbon Bar*, no canto superior da tela, selecionar *Results*>*More Derived Values*>*Line Integration* (ver figura 82).

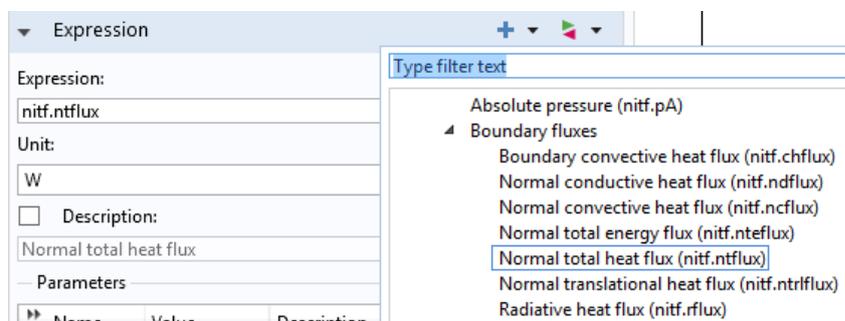
Figura 82 - Opção de integração em linha.



Fonte: Autor.

Depois, na janela *Line Integration*, selecionar os contornos externos do conector e da tampa de PTFE (ver figura 84), e a propriedade avaliada, como visto anteriormente, indo em *Expression*>*Heat Transfer in Solids*>*Boundary Flux*>*Normal Total Heat Flux* (ver figura 83). Além disso, na caixa *Integration Setting*, selecionar *Compute surface integral*, para garantir a integração do fluxo em área. E por fim, clicar na seta ao lado de *Evaluate*, no topo da janela, e selecionar *New Table*.

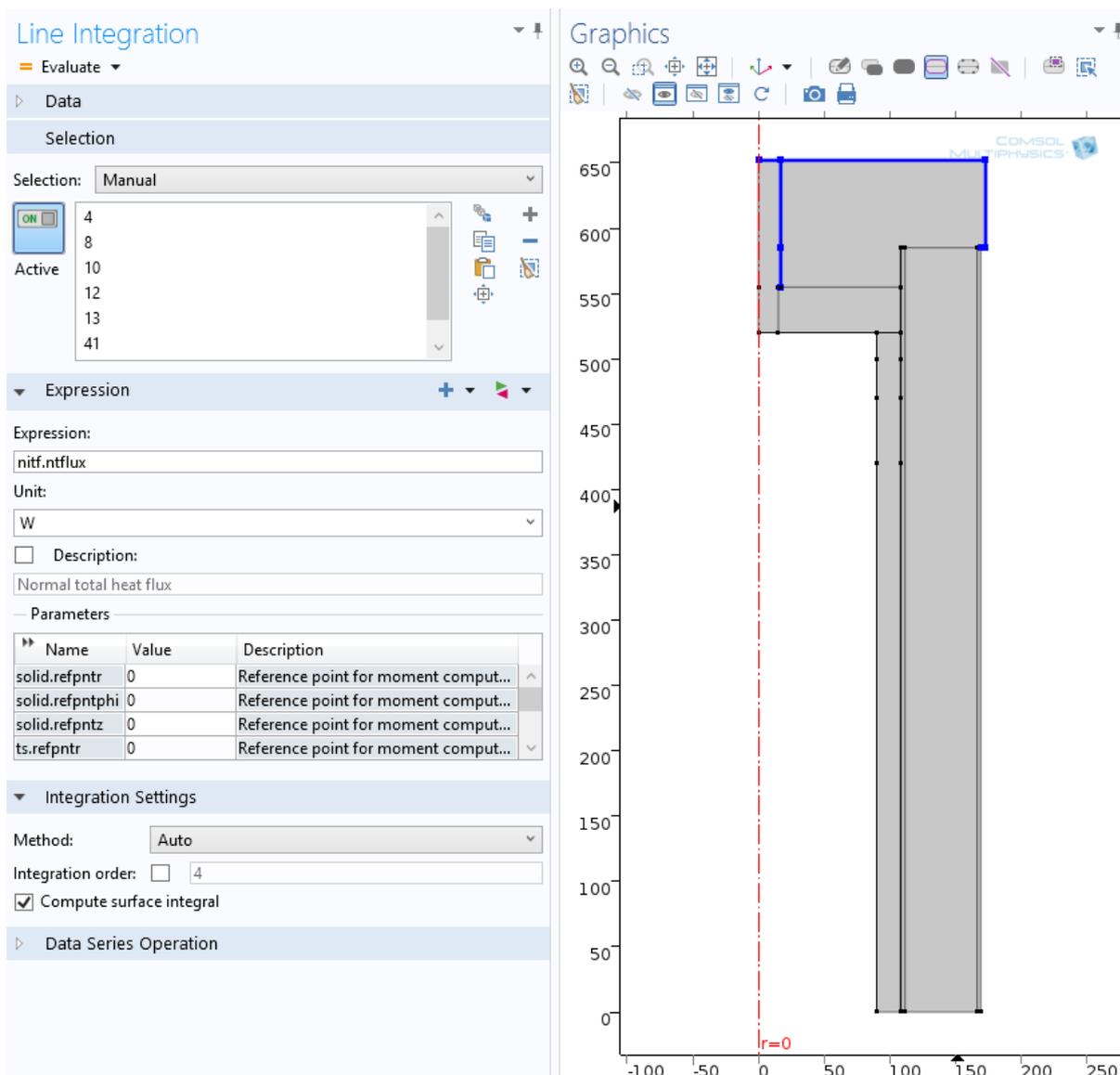
Figura 83 - Seleção da função a ser integrada.



Fonte: Autor.

Com isso, na janela *Table 2*, clicar em *Export*, e repetir o processo já mencionado para salvar o arquivo no formato do Excel.

Figura 84 - Contorno de integração.



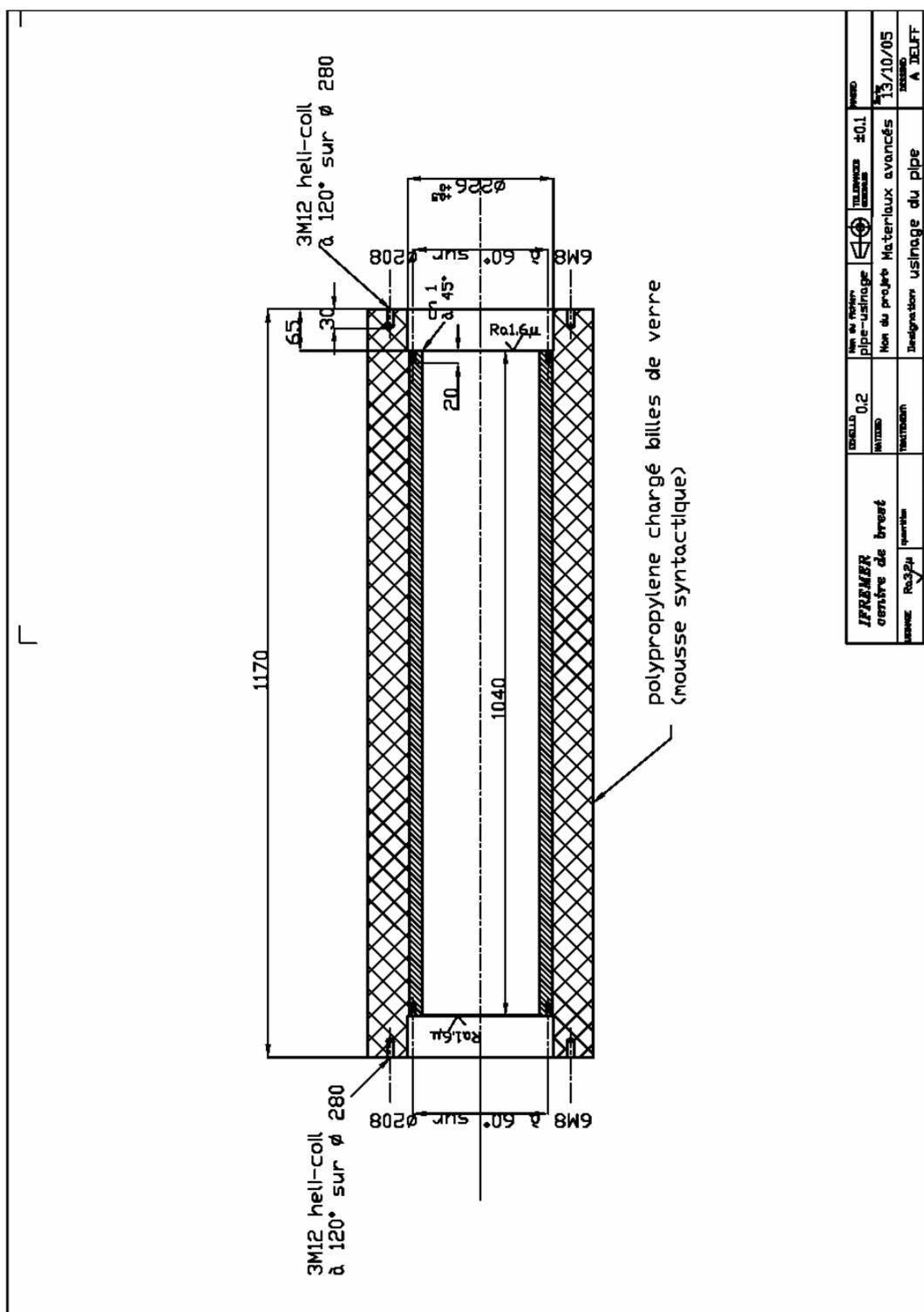
Fonte: Autor.

Logo, nos resultados do COMSOL Multiphysics 4.4, têm-se todos os gráficos básicos de distribuição de tensão, deslocamento e temperatura, e ainda se pode avaliar qualquer propriedade ao longo do tempo no modelo e exportar os resultados para o Excel, para melhor tratamento e apresentação.

ANEXO A - DESENHOS DE DETALHAMENTO DA USINAGEM DO DUTO, E DAS TAMPAS METÁLICA E ISOLANTE PARA FABRICAÇÃO DO PROTÓTIPO

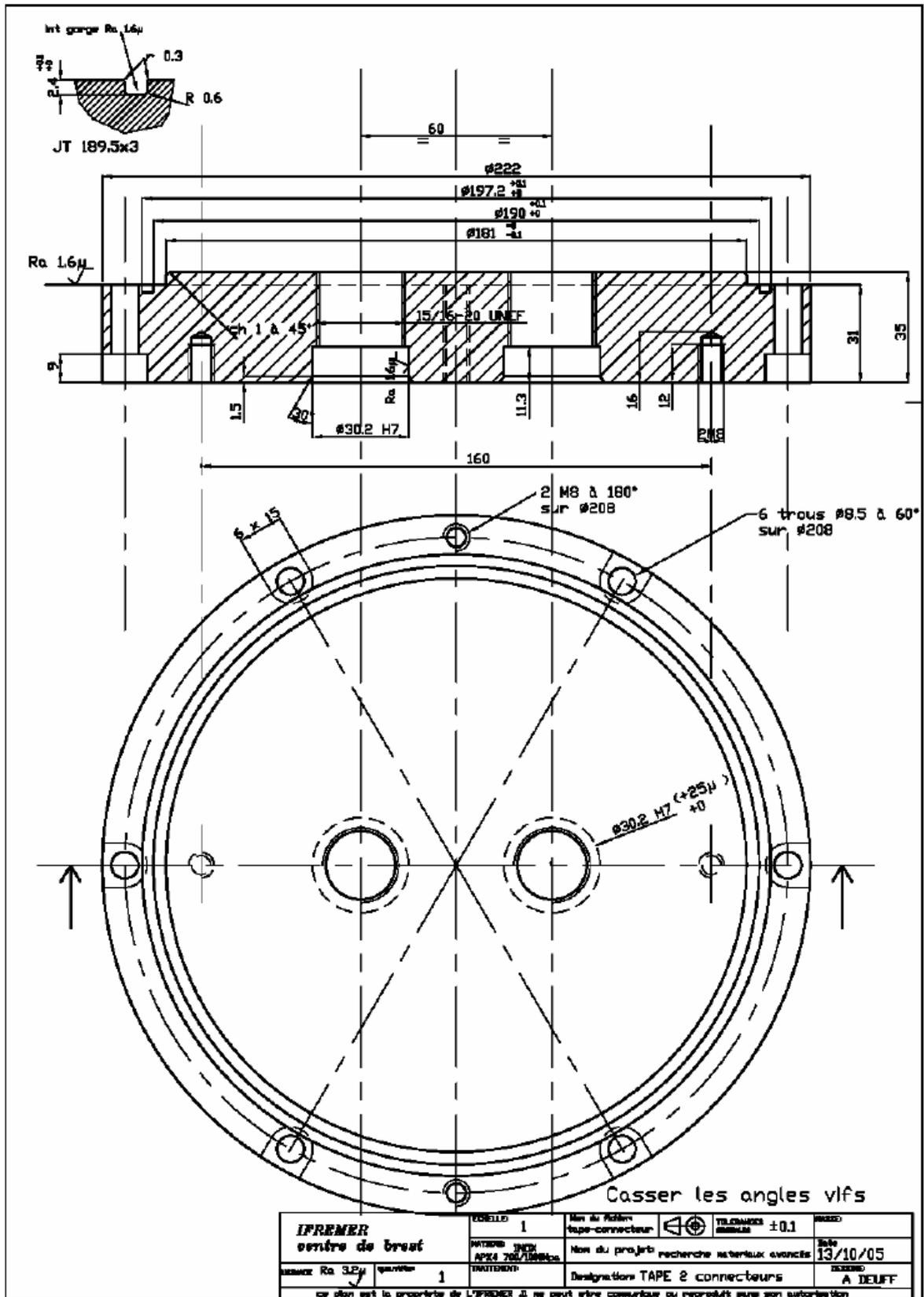
A1. Usinagem do duto com isolamento de múltiplas camadas

Figura 85 - Desenho da usinagem do protótipo.



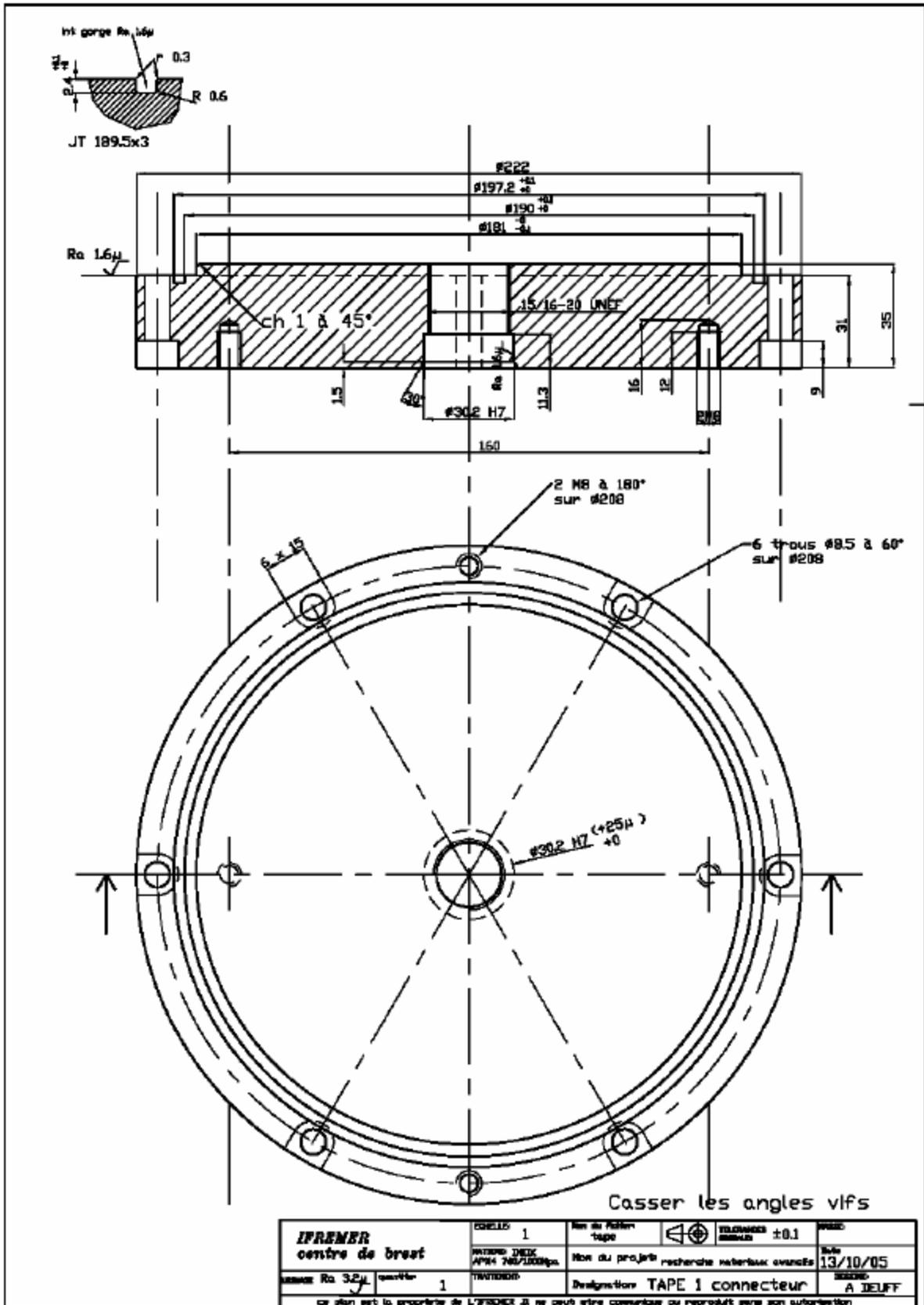
A2. Usinagem das tampas metálicas (APX4)

Figura 86 - Desenho da usinagem das tampas metálicas.



Fonte: Bouchonneau *et al.*, 2007.

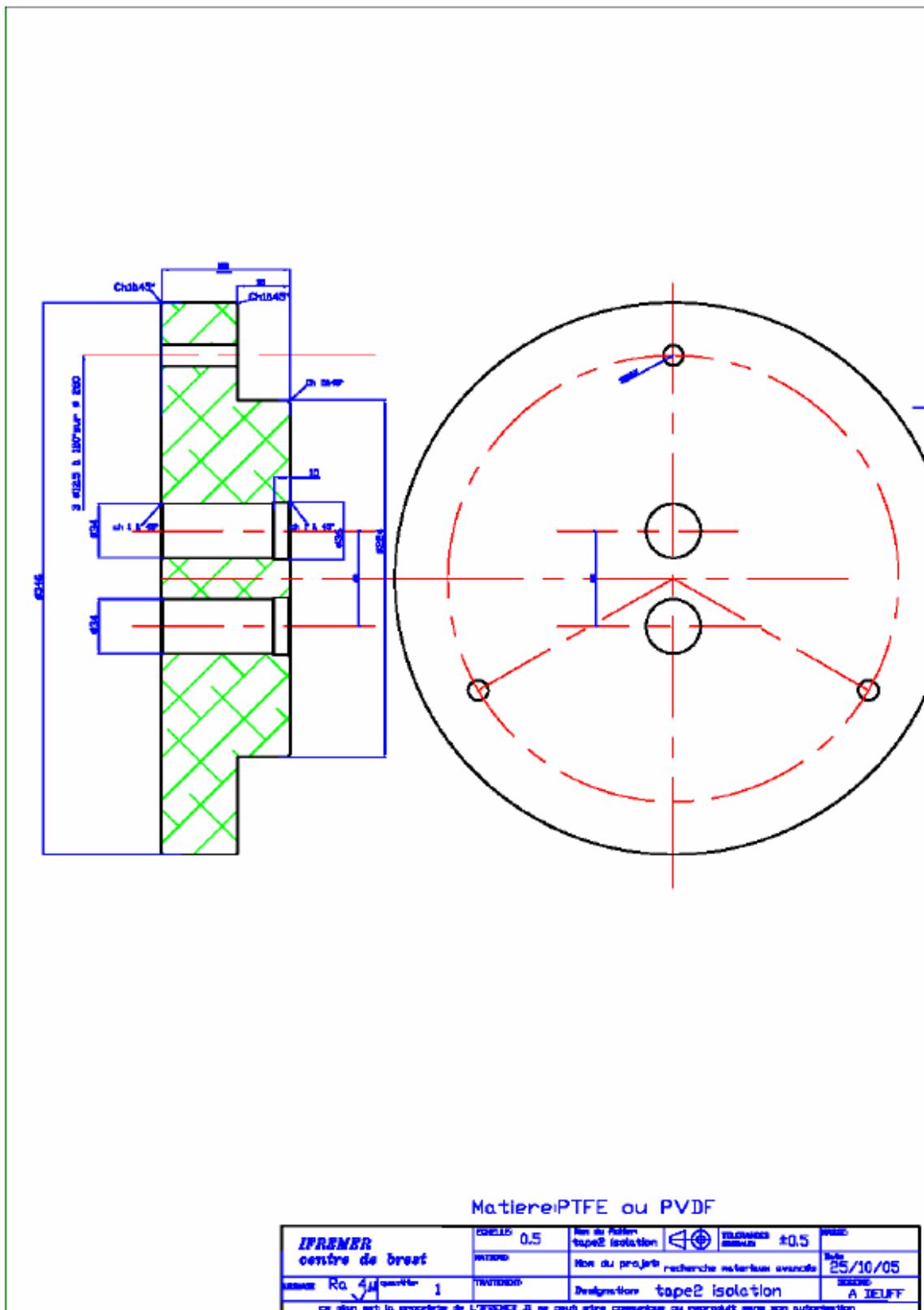
Figura 87 - Desenho da usinagem das tampas metálicas (continuação).



Fonte: Bouchonneau et al., 2007.

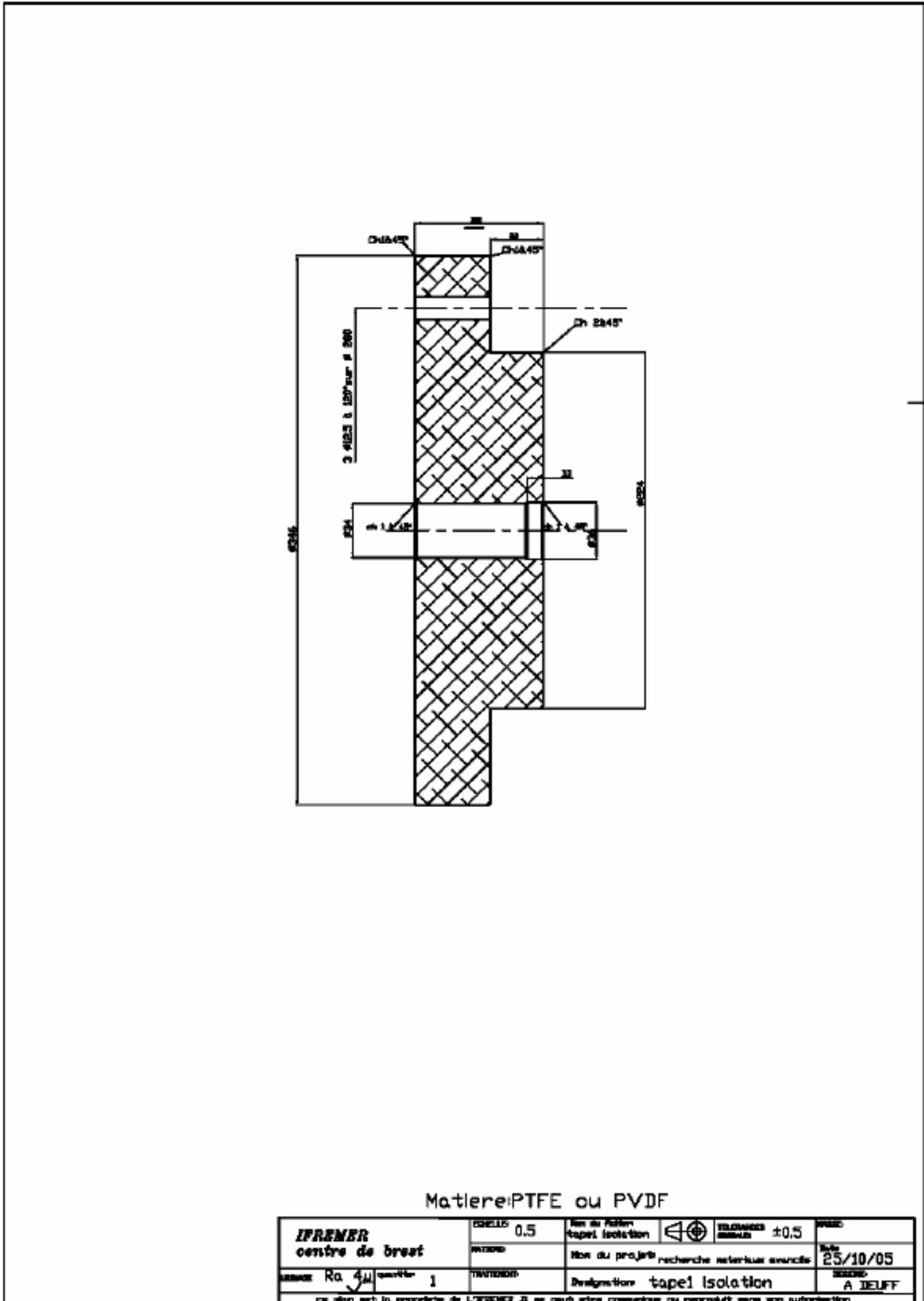
A3. Usinagem das tampas isolantes (PTFE)

Figura 88 - Desenho da usinagem das tampas de PTFE.



Fonte: Bouchonneau *et al.*, 2007.

Figura 89 - Desenho da usinagem das tampas de PTFE (continuação).



Fonte: Bouchonneau *et al.*, 2007.

ANEXO B - CÁLCULO DA CONVECÇÃO INTERNA DO AR NA TAMPA METÁLICA

B1. Procedimento de cálculo do coeficiente de convecção interno

Para a condição de convecção interna, os coeficientes foram calculados, por Bouchonneau et. al. (2007), a partir das temperaturas experimentais no centro da tampa metálica (T_b) e da temperatura inicial da estrutura ($T_{initial}$), como descrito por Evans e Stephany (1965) ou Holman (1983), os quais descrevem a cálculo do coeficiente de Nusselt, no caso de fenómenos de convecção natural, em cilindros verticais ou horizontais fechados. O coeficiente de Nusselt (Nu) é calculado com a seguinte relação:

$$Nu = 0,55 \times (Gr \cdot Pr)^{1/4} \quad (B.1)$$

Onde:

- Gr é o número Grashof;
- Pr é o número de Prandtl.

E o coeficiente de convecção h é determinado por:

$$h = Nu \times \lambda / L \quad (B.2)$$

Onde:

- λ é a condutividade térmica do ar interno;
- L é o comprimento do cilindro.

B2. Tabela do valor do coeficiente de convecção interno para o teste de 120 W e 1 bar

Tabela 15 - Cálculo do coeficiente de convecção (120 W e 1 bar).

| Pr | Gr.Pr | Nu | h |
|--------------|----------|--------|-------------|
| 0,726155147 | 8,43E+06 | 29,63 | 0,73 |
| 0,726155147 | 1,47E+09 | 107,60 | 2,65 |
| 0,726155147 | 2,25E+09 | 119,80 | 2,95 |
| 0,726155147 | 2,66E+09 | 124,92 | 3,07 |
| 0,726155147 | 3,22E+09 | 130,97 | 3,22 |
| 0,726155147 | 3,27E+09 | 131,57 | 3,24 |
| 0,726155147 | 3,35E+09 | 132,30 | 3,26 |
| 0,726155147 | 3,38E+09 | 132,62 | 3,26 |
| 0,726155147 | 3,48E+09 | 133,62 | 3,29 |
| 0,726155147 | 3,48E+09 | 133,58 | 3,29 |
| Média | | | 2,90 |

Fonte: Bouchonneau et al., 2007.

B3. Tabela do valor do coeficiente de convecção interno para o teste de 240 W e 1 bar

Tabela 16 - Cálculo do coeficiente de convecção (240 W e 1 bar).

| Cp | λ | Gr | Pr | Gr.Pr | Nu | h |
|--------------|-----------|------------|-------------|----------|--------|-------------|
| 1005 | 0,0256 | 4793717454 | 0,726155147 | 3,48E+09 | 133,59 | 3,29 |
| 1005 | 0,0256 | 5973082026 | 0,726155147 | 4,34E+09 | 141,15 | 3,47 |
| 1005 | 0,0256 | 6997607336 | 0,726155147 | 5,08E+09 | 146,84 | 3,61 |
| 1005 | 0,0256 | 7741963103 | 0,726155147 | 5,62E+09 | 150,60 | 3,71 |
| 1005 | 0,0256 | 8226043023 | 0,726155147 | 5,97E+09 | 152,90 | 3,76 |
| 1005 | 0,0256 | 8539700286 | 0,726155147 | 6,20E+09 | 154,34 | 3,80 |
| 1005 | 0,0256 | 8741289732 | 0,726155147 | 6,35E+09 | 155,24 | 3,82 |
| 1005 | 0,0256 | 8918509402 | 0,726155147 | 6,48E+09 | 156,02 | 3,84 |
| 1005 | 0,0256 | 9039695162 | 0,726155147 | 6,56E+09 | 156,55 | 3,85 |
| 1005 | 0,0256 | 9098713125 | 0,726155147 | 6,61E+09 | 156,81 | 3,86 |
| 1005 | 0,0256 | 9127558983 | 0,726155147 | 6,63E+09 | 156,93 | 3,86 |
| 1005 | 0,0256 | 9163036073 | 0,726155147 | 6,65E+09 | 157,08 | 3,87 |
| 1005 | 0,0256 | 9208957353 | 0,726155147 | 6,69E+09 | 157,28 | 3,87 |
| 1005 | 0,0256 | 9202491903 | 0,726155147 | 6,68E+09 | 157,25 | 3,87 |
| 1005 | 0,0256 | 9234321815 | 0,726155147 | 6,71E+09 | 157,39 | 3,87 |
| 1005 | 0,0256 | 9241284608 | 0,726155147 | 6,71E+09 | 157,42 | 3,87 |
| 1005 | 0,0256 | 9256536442 | 0,726155147 | 6,72E+09 | 157,48 | 3,88 |
| Média | | | | | | 3,77 |

Fonte: Bouchonneau *et al.*, 2007.

B4. Tabela do valor do coeficiente de convecção interno para o teste de 120 W e 300 bar

Tabela 17 - Cálculo do coeficiente de convecção (120 W e 300 bar).

| Gr | Pr | Gr.Pr | Nu | h |
|--------------|-------------|----------|--------|-------------|
| 8620601,314 | 0,722997623 | 6,23E+06 | 27,48 | 0,68 |
| 2170070600 | 0,722997623 | 1,57E+09 | 109,46 | 2,69 |
| 3200398238 | 0,722997623 | 2,31E+09 | 120,63 | 2,97 |
| 3348274706 | 0,722997623 | 2,42E+09 | 122,00 | 3,00 |
| 3588491078 | 0,722997623 | 2,59E+09 | 124,13 | 3,06 |
| 3809974219 | 0,722997623 | 2,75E+09 | 126,00 | 3,10 |
| 3928010145 | 0,722997623 | 2,84E+09 | 126,97 | 3,13 |
| 4012558350 | 0,722997623 | 2,90E+09 | 127,64 | 3,14 |
| 4141038466 | 0,722997623 | 2,99E+09 | 128,65 | 3,17 |
| 4295711947 | 0,722997623 | 3,11E+09 | 129,84 | 3,20 |
| 4334836214 | 0,722997623 | 3,13E+09 | 130,13 | 3,20 |
| 4349756486 | 0,722997623 | 3,14E+09 | 130,25 | 3,21 |
| 4353901006 | 0,722997623 | 3,15E+09 | 130,28 | 3,21 |
| 4380591714 | 0,722997623 | 3,17E+09 | 130,48 | 3,21 |
| Média | | | | 2,93 |

Fonte: Bouchonneau *et al.*, 2007.

B5. Tabela do valor do coeficiente de convecção interno para o teste de 240 W e 300 bar

Tabela 18 - Cálculo do coeficiente de convecção (240 W e 300 bar).

| Pr | Gr.Pr | Nu | h |
|--------------|----------|--------|-------------|
| 0,722997623 | 3,17E+09 | 130,50 | 3,21 |
| 0,722997623 | 4,56E+09 | 142,92 | 3,52 |
| 0,722997623 | 5,14E+09 | 147,27 | 3,63 |
| 0,722997623 | 5,34E+09 | 148,70 | 3,66 |
| 0,722997623 | 5,40E+09 | 149,08 | 3,67 |
| 0,722997623 | 5,49E+09 | 149,69 | 3,68 |
| 0,722997623 | 5,57E+09 | 150,24 | 3,70 |
| 0,722997623 | 5,51E+09 | 149,87 | 3,69 |
| 0,722997623 | 5,62E+09 | 150,57 | 3,71 |
| 0,722997623 | 5,68E+09 | 151,01 | 3,72 |
| 0,722997623 | 5,72E+09 | 151,26 | 3,72 |
| 0,722997623 | 7,06E+09 | 159,42 | 3,92 |
| 0,722997623 | 6,46E+09 | 155,95 | 3,84 |
| 0,722997623 | 7,07E+09 | 159,51 | 3,93 |
| Média | | | 3,69 |

Fonte: Bouchonneau *et al.*, 2007.

Obs.: Os valores da convecção externa na interface entre o protótipo e a água foram calculados pelo mesmo método. Porém, devido ao grande número de dados forma omitidos nesta seção.