

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ

DANILO FALLEIROS BARBOSA LIMA

**ANÁLISE ESTRUTURAL E CÁLCULO DE VIDA EM FADIGA DE REATORES DE  
COQUEAMENTO**

CURITIBA  
2017

DANILO FALLEIROS BARBOSA LIMA

**ANÁLISE ESTRUTURAL E CÁLCULO DE VIDA EM FADIGA DE REATORES DE  
COQUEAMENTO**

Dissertação apresentada como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, do Curso de Mestrado em Engenharia Mecânica, Setor de Tecnologia, da Universidade Federal do Paraná, na área de concentração Fenômenos de Transporte e Mecânica dos Sólidos.

Orientador: Prof. Dr. Jucélio Tomás Pereira

CURITIBA  
2017

---

L732a

Lima, Danilo Falleiros Barbosa  
Análise estrutural e cálculo de vida em fadiga de reatores de coqueamento / Danilo Falleiros  
Barbosa Lima. – Curitiba, 2017.  
113 f. : il. color. ; 30 cm.

Dissertação - Universidade Federal do Paraná, Setor de Tecnologia, Programa de Pós-Graduação  
em Engenharia Mecânica, 2017.

Orientador: Jucélio Tomás Pereira.

1. Tambor de coque. 2. Método dos elementos finitos. 3. Mecânica dos sólidos. I. Universidade  
Federal do Paraná. II. Pereira, Jucélio Tomás. III. Título.

CDD: 620.105

---




MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ  
PRÓ-REITORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO  
Setor TECNOLOGIA  
Programa de Pós Graduação em ENGENHARIA MECÂNICA  
Código CAPES: 40001016040P5

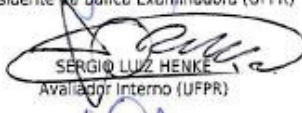
### TERMO DE APROVAÇÃO

Os membros da Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em ENGENHARIA MECÂNICA da Universidade Federal do Paraná foram convocados para realizar a arguição da Dissertação de Mestrado de **DANILO FALLEIROS BARBOSA LIMA**, intitulada: "**ANÁLISE ESTRUTURAL E CÁLCULO DE VIDA EM FADIGA DE REATORES DE COQUEAMENTO**", após terem inquirido o aluno e realizado a avaliação do trabalho, são de parecer pela sua APROVAÇÃO no rito de defesa.


A outorga do título de mestre está sujeita à homologação pelo colegiado, ao atendimento de todas as indicações e correções solicitadas pela banca e ao pleno atendimento das demandas regimentais do Programa de Pós-Graduação.

Curitiba, 18 de Agosto de 2017.

  
JUCÉIO TOMAS PEREIRA  
Presidente da Banca Examinadora (UFPR)

  
SÉRGIO LUIZ HENKE  
Avaliador Interno (UFPR)

JULIO CEZAR DE ALMEIDA  
Avaliador Interno (UFPR)

  
MARCO ANTONIO LÜRSEN  
Avaliador Externo (UFPR)

À minha esposa Janaína, que sempre acreditou que seria possível a realização  
deste trabalho e me deu total apoio.  
Ao meu filho Gustavo que nascerá em breve.  
Aos meus pais, que incentivaram e possibilitaram minha graduação e todas as  
etapas anteriores, bases para a realização deste mestrado.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço especialmente ao Professor Jucélio Tomás Pereira, Dr. Eng. pela orientação exemplar e à minha esposa Janaína Canuto Lima pelo apoio ilimitado.

Agradeço à Universidade Federal do Paraná - UFPR e à Petróleo Brasileiro S.A. - PETROBRAS.

Agradeço também a todas as pessoas que colaboraram com a realização deste trabalho: Alexandre Jorge da Silveira Salgado, Ana Sofia Clímaco Monteiro D'Oliveira, André Luiz Dranka Bach, Carlos Alberto Bavastri, Ediberto Bastos Tinoco, Edgar Yoshio Kuwabara, Edson Francisco Stoppa, Fábio de Castro Marangone, Guilherme Choppa Guzzo, Guilherme Victor Peixoto Donato, José Eduardo Gubaua, Luciano Miranda da Rocha, Marcello Lima Galvão, Márcio Grassi, Maria José Jerônimo de Santana Ponte, Milton Yukio Nishida e Paulo C. Ribeiro Porto.

É verdade que encontro algumas falhas em meu trabalho, mas conforta-me a convicção de que, com espírito crítico, será fácil encontrá-las em qualquer obra de arquitetura. Poderia justificá-las, em parte, com a premência de tempo. Sou, porém, de opinião que justamente essa premência se converte em fator favorável, porque permite ao arquiteto - fixada uma solução arquitetônica - evitar modificações posteriores e preservá-la, assim, em toda a sua pureza e espontaneidade.

Oscar Niemeyer

## RESUMO

Os tambores de coque são vasos de pressão utilizados em refinarias de petróleo, nas Unidades de Coqueamento Retardado, as quais convertem frações pesadas, como resíduo de vácuo e resíduo atmosférico, em frações mais leves, como gasóleo, nafta, gás liquefeito de petróleo e gás combustível. Esses equipamentos apresentam um grande histórico de problemas, como surgimento de trincas e deformações plásticas acumuladas, devido à intensidade dos carregamentos termomecânicos e cíclicos aos quais são submetidos. O presente trabalho tem por objetivo avaliar a influência de parâmetros térmicos e operacionais sobre a vida em fadiga de um tambor de coque. Após uma breve explanação sobre o processo das Unidades de Coqueamento Retardado, é apresentado o tambor de coque em operação, objeto deste estudo, no qual são realizadas medições de temperaturas de parede. Através de análises numéricas via Método dos Elementos Finitos, obtém-se o campo de tensões na região da ligação saia-casco e, a partir deste campo, estima-se a vida em fadiga do equipamento, pelo código *ASME Section VIII Division 2 Part 5* (2007). São obtidos diversos resultados a partir de modelos que avaliam diferentes parâmetros, térmicos e operacionais. Os resultados possibilitam uma avaliação da influência destes sobre a vida em fadiga de tambores de coque, e contribuem para uma melhor compreensão dos fenômenos termomecânicos que atuam durante a operação e regem o campo de tensões, principalmente na ligação saia-casco, que é uma das regiões críticas destes equipamentos. Pelos resultados encontrados, a redução no gradiente de temperaturas entre as regiões superior e intermediária da saia em 50% ao longo de todo o ciclo causa um aumento de aproximadamente 10% na vida em fadiga do tambor. Adicionalmente, uma redução de 1°C na temperatura de *switch* causa uma redução de 0,9% na vida em fadiga do equipamento.

Palavras-chave: Tambor de coque. Método dos elementos finitos. Fadiga.

## ABSTRACT

Coke drums are pressure vessels utilized in Delayed Coking Units of oil refineries which convert heavy fractions, like vacuum and atmospheric residues, into lighter product streams like gas oil, naphtha and gases. These equipments have a large history of problems, such as cracks and cumulative plastic deformations, due to the severity of the thermomechanical and cyclic loadings to which they are submitted. This work has as a goal to assess the influence of thermal and operational parameters on the fatigue life of a coke drum. After a brief explanation about the process of the Delayed Coking Units, the coke drum which is the object of this study is presented. This equipment is in operation with skin temperatures measurements. Through numerical analysis by Finite Element Method, the stress field in the region of the skirt to shell attachment is obtained. From this field, the fatigue life of the equipment is estimated through the ASME Section VIII Division 2 Part 5 (2007). Several results are obtained from models that evaluate different parameters, thermal and operational ones. The results allow an evaluation of their influence on fatigue life of coke drums, and contribute to a better comprehension of the thermomechanical phenomena which act during operation and rule the stress field, mainly in the skirt to shell attachment, which is one of the critical regions of these equipments. Through the obtained results, a 50% reduction in the temperature gradient between the upper and intermediate regions of the skirt throughout the whole cycle increases the fatigue life of the coke drum by about 10%. Additionally, the reduction of 1°C in switch temperature reduces the fatigue life of the equipment by 0,9%.

Keywords: Coke drum. Finite Element Method. Fatigue.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

FIGURA 1 - ESQUEMA DE REFINO SIMPLIFICADO.....	26
FIGURA 2 - FLUXOGRAMA DE PROCESSO TÍPICO DA ETAPA DE AQUECIMENTO E CONVERSÃO TÉRMICA DE UMA UCR.....	27
FIGURA 3 - CICLO COMPLETO DE UM TAMBOR DE COQUE.....	27
FIGURA 4 - EXEMPLO DE (a) TAMBOR DE COQUE, (b) SAIA E (c) LIGAÇÃO SAIA-CASCO.....	28
FIGURA 5 - OCORRÊNCIAS RELATADAS PELAS EMPRESAS NA PESQUISA DO API DE 1996 (API, 2003). ....	31
FIGURA 6 - OCORRÊNCIAS REFERENTES ÀS SAIAS REGISTRADAS PELA PESQUISA DO API DE 1996 (API, 2003).....	32
FIGURA 7 - CAMPO DE TENSÕES AXIAIS (MPa) NA REGIÃO DA LIGAÇÃO SAIA-CASCO DO TAMBOR.....	33
FIGURA 8 - TENSÕES E TEMPERATURAS EM UM PONTO DA SUPERFÍCIE INTERNA DA SAIA AO LONGO DE UM CICLO.....	34
FIGURA 9 - CORRELAÇÃO ENTRE A VIDA EM FADIGA E A TEMPERATURA DE SWITCH DO TAMBOR. ....	35
FIGURA 10 - TENSÕES DE VON MISES NA SUPERFÍCIE INTERNA DO TAMBOR.....	35
FIGURA 11 - (a) DIFERENÇA DE TEMPERATURA ENTRE AS SUPERFÍCIES INTERNA E EXTERNA EM UM CICLO E (b) DEFORMAÇÃO AXIAL TOTAL EM 5 PONTOS NO RESFRIAMENTO. ....	36
FIGURA 12 - (a) TEMPERATURAS E DEFORMAÇÕES AXIAIS EM UM CICLO E (b) DEFORMAÇÕES AXIAIS NO PONTO 5 EM QUATRO CICLOS.....	37
FIGURA 13 - CORRELAÇÃO ENTRE O NÚMERO DE CICLOS ATÉ A FALHA E A TEMPERATURA DE SWITCH. ....	38
FIGURA 14 - (a) CURVA TENSÃO-DEFORMAÇÃO DE UM CICLO. (b) DESLOCAMENTO RESIDUAL APÓS ATAQUE DE UM PONTO “FRIO” E UM PONTO “QUENTE”.....	39
FIGURA 15 - TENSÃO DE RUPTURA DE ALGUNS METAIS EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA. ....	42

FIGURA 16 - MÓDULO DE ELASTICIDADE DE ALGUNS METAIS EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA. ....	43
FIGURA 17 - DIMENSÕES PRINCIPAIS E LOCALIZAÇÃO DOS PONTOS DE MEDIÇÃO DE TEMPERATURA NO TAMBOR DE COQUE EM ESTUDO.....	45
FIGURA 18 - DETALHE DA FIXAÇÃO DOS TERMOPARES ÀS PAREDES DO TAMBOR DE COQUE.....	46
FIGURA 19 - TEMPERATURAS EXPERIMENTAIS - POSIÇÃO T4-L, EM 5 CICLOS SOBREPOSTOS.....	48
FIGURA 20 - TEMPERATURAS EXPERIMENTAIS - POSIÇÃO T3.....	49
FIGURA 21 - TEMPERATURAS EXPERIMENTAIS - POSIÇÃO T0.....	50
FIGURA 22 - TEMPERATURAS EXPERIMENTAIS E APROXIMAÇÃO POR SF - TERMOPARES POSIÇÃO T4.....	52
FIGURA 23 - TEMPERATURAS EXPERIMENTAIS E APROXIMAÇÃO POR SF - TERMOPARES POSIÇÃO T3.....	53
FIGURA 24 - TEMPERATURAS EXPERIMENTAIS E APROXIMAÇÃO POR SF - TERMOPARES POSIÇÃO T2.....	53
FIGURA 25 - TEMPERATURAS EXPERIMENTAIS E APROXIMAÇÃO POR SF - TERMOPARES POSIÇÃO T1.....	54
FIGURA 26 - TEMPERATURAS EXPERIMENTAIS E APROXIMAÇÃO POR SF - MEDIÇÕES NA POSIÇÃO T0.....	54
FIGURA 27 - PRESSÕES EXPERIMENTAIS E APROXIMAÇÃO POR SF.....	55
FIGURA 28 - CURVAS DAS SF'S QUE REPRESENTAM AS TEMPERATURAS E PRESSÕES DURANTE UM CICLO OPERACIONAL.....	55
FIGURA 29 - MALHAS DE ELEMENTOS FINITOS NA LIGAÇÃO SAIA-CASCO DO MODELO DO TAMBOR DE COQUE - (a) MALHA 1, (b) MALHA 2, (c) MALHA 3 E (d) MALHA 4.....	57
FIGURA 30 - APROXIMAÇÃO DO PESO DE COQUE NO INTERIOR DO TAMBOR AO LONGO DO CICLO.....	60
FIGURA 31 - AS TRÊS REGIÕES DE APLICAÇÃO DA PRESSÃO HIDROSTÁTICA DA ÁGUA.....	61
FIGURA 32 - PRESSÕES HIDROSTÁTICAS NO PONTO 1.....	61
FIGURA 33 - CAMPOS DE TENSÃO $\sigma_{11}$ NOS INSTANTES (a) $t = 24,9 h$ E (b) $t = 37,5 h$ .....	65

FIGURA 34 - CAMPOS DE TENSÃO $\sigma_{22}$ NOS INSTANTES (a) $t = 24,9 h$ E (b) $t = 37,5 h$ .....	65
FIGURA 35 - CAMPOS DE TENSÃO $\sigma_{33}$ NOS INSTANTES (a) $t = 24,9h$ E (b) $t = 37,5h$ .....	65
FIGURA 36 - CAMPOS DE TENSÃO $\sigma_{12}$ NOS INSTANTES (a) $t = 24,9 h$ E (b) $t = 37,5 h$ .....	66
FIGURA 37 - CAMPOS DE TENSÃO EQUIVALENTE DE VON MISES $\sigma_{eq}$ NOS INSTANTES (a) $t = 24,9 h$ E (b) $t = 37,5 h$ .....	66
FIGURA 38 - TENSÕES (NÓ 5152) AO LONGO DO CICLO.....	67
FIGURA 39 - CURVA DE FADIGA - NÓ 5152. ....	68
FIGURA 40 - SF'S DAS TEMPERATURAS EM T1 (CR) E EM T0 (CR, CM3, CM4 E CM5). ....	72
FIGURA 41 - TEMPERATURAS EXPERIMENTAIS EM T2, T1 E T0 (CM7). ....	73
FIGURA 42 - TEMPERATURAS EXPERIMENTAIS E APROXIMAÇÃO POR SF - TERMOPARES POSIÇÃO T2 (CM7).....	74
FIGURA 43 - TEMPERATURAS EXPERIMENTAIS E APROXIMAÇÃO POR SF - TERMOPARES POSIÇÃO T1 (CM7).....	75
FIGURA 44 - CURVAS DAS SF'S PARA AS TEMPERATURAS EM T2, T1 E T0 (CM7). ....	75
FIGURA 45 - TEMPERATURAS EXPERIMENTAIS E APROXIMAÇÃO POR SF - TERMOPARES POSIÇÃO T2 (CM8).....	77
FIGURA 46 - TEMPERATURAS EXPERIMENTAIS E APROXIMAÇÃO POR SF - TERMOPARES POSIÇÃO T1 (CM8).....	77
FIGURA 47 - DIFERENÇAS DE TEMPERATURAS ENTRE A PAREDE DO TAMBOR DE COQUE ( $T_{T2}$ ) E A SAIA ( $T_{T1}$ ), CALCULADAS PELAS SF'S, NAS CR, CM6, CM7 E CM8. ....	78
FIGURA 48 - DIFERENÇAS DE TEMPERATURAS ENTRE A REGIÃO SUPERIOR DA SAIA ( $T_{T1}$ ) E A REGIÃO INTERMEDIÁRIA DA SAIA ( $T_{T0}$ ), CALCULADAS PELAS SF'S, NAS CR, CM3, CM4 E CM5. ....	79
FIGURA 49 - VIDA EM FADIGA VERSUS DIFERENÇA MÉDIA $T_{T1} - T_{T0}$ . ....	83
FIGURA 50 - TENSÕES (NÓ 5152) AO LONGO DO CICLO NA CM8. ....	84
FIGURA 51 - RELAÇÃO ENTRE A VIDA EM FADIGA E A TEMPERATURA DE SWITCH.....	85

FIGURA 52 - CURVAS TÍPICAS DE PRESSÃO E TEMPERATURA DE UM TAMBOR DE COQUE COM CICLO DE DURAÇÃO DE 30 HORAS. ....	97
FIGURA 53 - CP APÓS OCORRÊNCIA DE <i>BULGE</i> NO 70° CICLO. ....	99
FIGURA 54 - PERFIL DE DISTORÇÃO PLÁSTICA DO CASCO PRÓXIMO DE UMA SOLDA CIRCUNFERENCIAL. ....	100
FIGURA 55 - (a) COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR E (b) CURVA DE RESFRIAMENTO DA SUPERFÍCIE EXTERNA DO CASCO, COM A PRESENÇA DE COQUE ADERIDO À SUPERFÍCIE. ....	101
FIGURA 56 - (a) TRINCA INICIAL MODELADA NA SAIA. (b) PROPAGAÇÃO DA TRINCA EM FUNÇÃO DOS CICLOS. ....	102
FIGURA 57 - (a) CP'S - ZTA, METAL BASE E SOLDA. (b) TENSÃO EM FUNÇÃO DO NÚMERO DE CICLOS. ....	105
FIGURA 58 - CAMPO DO <i>PSI</i> NO CASCO DE UM TAMBOR DE COQUE. ....	106
FIGURA 59 - (a) MAPA DE DISTRIBUIÇÃO DE TERMOPARES E (b) FUNÇÃO DENSIDADE DE PROBABILIDADE E FUNÇÃO DISTRIBUIÇÃO CUMULATIVA DAS DIFERENÇAS DE TEMPERATURA DE UM PONTO "FRIO". ....	107
FIGURA 60 - TENSÃO DE RUPTURA DOS MATERIAIS EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA. ....	109
FIGURA 61 - TENSÃO DE ESCOAMENTO DOS MATERIAIS EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA. ....	110
FIGURA 62 - COEFICIENTE DE EXPANSÃO TÉRMICA DOS MATERIAIS EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA. ....	110
FIGURA 63 - CONDUTIVIDADE TÉRMICA DOS MATERIAIS EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA. ....	111
FIGURA 64 - DIFUSIVIDADE TÉRMICA DOS MATERIAIS EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA. ....	111
FIGURA 65 - MÓDULO DE ELASTICIDADE DOS MATERIAIS EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA. ....	112

## LISTA DE TABELAS

TABELA 1 - COMPOSIÇÕES QUÍMICAS E PROPRIEDADES MECÂNICAS DO METAL BASE E METAL DE REVESTIMENTO. ....	29
TABELA 2 - RESUMO DOS PRINCIPAIS TRABALHOS REVISADOS. ....	40
TABELA 3 - DADOS DE PROJETO DO TAMBOR DE COQUE. ....	44
TABELA 4 - ERROS DA APROXIMAÇÃO POR SF. ....	51
TABELA 5 - COEFICIENTES E FREQUÊNCIA ANGULAR DAS SF'S OBTIDOS PARA TEMPERATURAS E PRESSÃO. ....	52
TABELA 6 - TEMPERATURAS MÉDIAS NO TAMBOR DE COQUE. ....	56
TABELA 7 - REFINAMENTO DE MALHA. ....	58
TABELA 8 - COEFICIENTES DA CURVA DE FADIGA. ....	63
TABELA 9 - TENSÕES (NÓ 5152) EM $t_m$ e $t_n$ . ....	66
TABELA 10 - PARÂMETROS DO CÁLCULO DE VIDA EM FADIGA DO TAMBOR DE COQUE. ....	67
TABELA 11 - DESCRIÇÃO E EQUACIONAMENTO DAS CONFIGURAÇÕES MODIFICADAS. ....	70
TABELA 12 - VARIAÇÕES DAS COMPONENTES DE TENSÃO, RESULTANTES DA ANÁLISE VIA MEF, TEMPERATURA MÉDIA ( $T_{méd}$ ) E MÓDULO DE ELASTICIDADE ( $E_T$ ) NO NÓ 5152 - CONFIGURAÇÕES MODIFICADAS. ....	79
TABELA 13 - PARÂMETROS DO CÁLCULO DE VIDA EM FADIGA - CONFIGURAÇÕES MODIFICADAS. ....	80
TABELA 14 - NÚMERO DE CICLOS DE PROJETO E DIFERENÇAS $T_{T1} - T_{T0}$ MÉDIAS AO LONGO DO CICLO. ....	82
TABELA 15 - MÓDULO DE ELASTICIDADE E TENSÃO DE ESCOAMENTO OBTIDOS NOS TESTES DE CHEN (2010). ....	98
TABELA 16 - VALORES DOS COEFICIENTES DAS SF'S DAS TEMPERATURAS NA CM8, PARA OS RESPECTIVOS PONTOS. ....	113

## LISTA DE SIGLAS

<i>API</i>	<i>American Petroleum Institute</i> (Instituto Americano do Petróleo).
<i>ASME</i>	<i>American Society of Mechanical Engineers</i> (Associação Americana de Engenheiros Mecânicos).
CET	Comprimento entre tangentes.
<i>ASTM</i>	<i>American Society for Testing and Materials</i> (Associação Americana para Ensaios e Materiais).
CC	Condição de Contorno.
CM	Configuração Modificada.
C-Mo	Carbono-Molibdênio.
CP	Corpo de prova.
CR	Configuração de Referência.
Cr-Mn-Ni	Cromo-Manganês-Níquel.
Cr-Mo	Cromo-Molibdênio.
Cr-Ni	Cromo-Níquel.
END	Ensaios Não Destrutivos.
<i>FAD</i>	<i>Failure Assessment Diagram</i> (Diagrama de Determinação de Falha).
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo.
<i>HAZ</i>	<i>Heat-affected Zone</i> (Zona Termicamente Afetada).
L	Leste.
MEF	Método dos Elementos Finitos.
Mn-Mo-Ni	Manganês-Molibdênio-Níquel.
N	Norte.
O	Oeste.
<i>PSI</i>	<i>Plastic Strain Index</i> (Índice de Deformação Plástica).
<i>SCF</i>	<i>Stress Concentration Factor</i> (Fator de Concentração de Tensões).
SF	Série de Fourier.
S	Sul.
UCR	Unidade de Coqueamento Retardado.
UFPR	Universidade Federal do Paraná.
ZTA	Zona Termicamente Afetada.

## LISTA DE ABREVIATURAS

cl.	classe
ed.	edição
gr.	grau
pág.	página
tp	tipo

## LISTA DE SÍMBOLOS

### ALFABETO LATINO

$a_0, a_n$ e $b_n$	Coefficientes da Série de Fourier (SF).
$C_{US}$	Fator de conversão de unidades, de ksi para MPa, igual a 6,894757.
$C_1 \dots C_{11}$	Coefficientes da curva de fadiga conforme <i>ASME Section VIII Division 2 Part 5 Table 3.F.4</i> (2007).
$D$	Função objetivo do problema de otimização.
$E_{FC}$	Módulo de elasticidade utilizado na obtenção da curva de fadiga.
$e_c$	Espessura da camada de coque.
$e_m$	Espessura do casco, inclusive revestimento interno, do tambor de coque.
$e_t$	Espessura do isolamento térmico do tambor de coque.
$E_T$	Módulo de elasticidade do material à temperatura média.
$f$	Frequência da SF.
$g$	Aceleração da gravidade.
$K$	Coefficiente de transferência de calor.
$k$	Parâmetro da SF que define o seu número de coeficientes.
$L$	Metade do período da SF.
$N$	Número de ciclos de projeto ou número de ciclos até a falha.
$n_e$	Número de pontos em uma série de medições experimentais.
$n$	Índice dos coeficientes da SF que varia de 1 a $k$ .
$PH_1$	Pressão hidrostática aplicada na região 1.
$PH_2$	Pressão hidrostática aplicada na região 2.
$PH_3$	Pressão hidrostática aplicada na região 3.
$PH_{lin}$	Pressão hidrostática no ponto 1 do tambor, considerando elevação do nível de água de resfriamento linear.
$PH_{tot}$	Soma das pressões $PH_1, PH_2$ e $PH_3$ .
$r_i$	Raio interno do tambor de coque.
$R^2$	Coefficiente de determinação.
$t$	Tempo.

$t_m$	Tempo em que ocorre o maior pico (ou vale) de tensão de um carregamento cíclico.
$t_n$	Tempo, após $t_m$ , em que ocorre um vale (ou pico) de tensão de um carregamento cíclico.
$t_p$	Tempo de preaquecimento do tambor de coque.
$T_{méd}$	Temperatura média ao longo do ciclo no ponto considerado.
$T_{SF}(t)$	Temperatura em função do tempo, calculada por SF.
$T_s$	Temperatura de <i>switch</i> .
$T_{T0}$	Temperatura no ponto T0.
$T_{T1}$	Temperatura no ponto T1.
$T_{T2}$	Temperatura no ponto T2.
$T_{T3}$	Temperatura no ponto T3.
$T_{T4}$	Temperatura no ponto T4.
$t_{tot}$	Tempo total de medições experimentais.
$v_{na}$	Velocidade de elevação do nível de água de resfriamento.
$x$	Vetor das variáveis de projeto do problema de otimização.

## ALFABETO GREGO

$\Delta\varepsilon$	Amplitude de deformação.
$\Delta H$	Nível máximo da água de resfriamento em relação ao ponto mais baixo do tambor de coque.
$\Delta\sigma_{eq}$	Variação da tensão equivalente de von Mises.
$\Delta\sigma_{ij}$	Variação das componentes de tensão.
$\Delta t$	Intervalo entre duas medições experimentais consecutivas.
$\Delta t_r$	Tempo total do resfriamento com água.
$\rho_a$	Massa específica da água de resfriamento.
$\rho_e$	Massa específica equivalente do material no modelo numérico.
$\rho_m$	Massa específica do material do tambor de coque.
$\rho_t$	Massa específica do material de isolamento térmico.
$\sigma_a$	Tensão alternada ou amplitude de tensão.
$\sigma_e$	Tensão de escoamento do material.
$\sigma_{eq}$	Tensão equivalente de von Mises.

${}^m\sigma_{ij}$	Tensor de tensões no instante $t_m$ .
${}^n\sigma_{ij}$	Tensor de tensões no instante $t_n$ .
$\omega$	Frequência angular da SF.

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>21</b>
1.1	OBJETIVOS .....	22
1.1.1	Objetivos gerais .....	23
1.1.2	Objetivos Específicos .....	23
1.2	ESTRUTURA DO TEXTO .....	24
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>25</b>
2.1	PROCESSO DE COQUEAMENTO RETARDADO E TAMBORES DE COQUE: INTRODUÇÃO.....	25
2.2	PESQUISAS DO INSTITUTO AMERICANO DO PETRÓLEO .....	30
2.3	TRABALHOS ACADÊMICOS E DA INDÚSTRIA DO PETRÓLEO .....	33
2.4	PROPRIEDADES E COMPORTAMENTO DOS MATERIAIS EM ALTAS TEMPERATURAS.....	42
<b>3</b>	<b>TAMBOR DE COQUE EM ANÁLISE .....</b>	<b>44</b>
3.1	TAMBOR DE COQUE .....	44
3.2	TERMOPARES .....	45
<b>4</b>	<b>METODOLOGIA.....</b>	<b>47</b>
4.1	APROXIMAÇÃO POR SÉRIE DE FOURIER DAS TEMPERATURAS E PRESSÕES .....	47
4.2	MODELO DE ELEMENTOS FINITOS.....	56
4.2.1	Geometria do modelo e malha de elementos finitos.....	56
4.2.2	Condições de contorno.....	58
4.2.3	Carregamentos.....	59
4.3	CÁLCULO DE VIDA EM FADIGA.....	62
<b>5</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES .....</b>	<b>64</b>
5.1	RESULTADOS - CONFIGURAÇÃO DE REFERÊNCIA.....	64
5.2	RESULTADOS - CONFIGURAÇÕES MODIFICADAS.....	68
5.2.1	Descrição das configurações modificadas.....	69
5.2.2	Resultados numéricos e discussões considerando as várias configurações .....	76
<b>6</b>	<b>CONCLUSÕES E SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS .....</b>	<b>86</b>
6.1	CONCLUSÕES .....	86

6.2 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS .....	88
<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>89</b>
<b>APÊNDICE 1 - OUTROS TRABALHOS ACADÊMICOS E DA INDÚSTRIA DO PETRÓLEO.....</b>	<b>93</b>
<b>APÊNDICE 2 - PROPRIEDADES DE MATERIAIS EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA.....</b>	<b>109</b>
<b>APÊNDICE 3 - COEFICIENTES DAS SÉRIES DE FOURIER DAS TEMPERATURAS NA CONFIGURAÇÃO MODIFICADA 8.....</b>	<b>113</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Na conjuntura recente da indústria de petróleo brasileira, a produção interna de derivados é de aproximadamente 85% da quantia consumida no país, o que totaliza 2,4 milhões de barris de derivados por dia, através do processamento de cerca de 80% do petróleo nacional (PETROBRAS, 2016). As Unidades de Coqueamento Retardado (UCR) têm grande importância no atendimento a esta demanda, uma vez que seu processo transforma as frações pesadas de petróleo em produtos mais leves. Os derivados são o gás combustível, gás liquefeito de petróleo (GLP), nafta leve, nafta pesada, gasóleo leve e gasóleo médio. A nafta, após tratamentos, pode ser incorporada às misturas que vão originar gasolina ou diesel. O gasóleo leve ou médio, após tratamentos, pode ser incorporado às misturas que vão originar diesel ou parcialmente ao gasóleo pesado e este, por sua vez, ao óleo combustível ou ser carga da unidade de craqueamento catalítico fluido (MARQUES, 2004). Cobb<sup>1</sup> (2008, citado por AUMULLER, XIA e JU, 2011) afirma que é esperado um crescimento da capacidade de processamento das UCR's de 3,3 milhões de barris por dia no período 2005-2020. Matusic<sup>2</sup> (2008, citado por AUMULLER, XIA e JU, 2011) afirma que a participação dos petróleos pesados será de 50% do suprimento global até 2030.

Os equipamentos das UCR em que ocorrem as reações de craqueamento térmico são os reatores de coqueamento, ou tambores de coque, considerados críticos do ponto de vista mecânico, devido à intensidade das condições do processo às quais são submetidos. Os tambores sofrem aquecimento e resfriamento rápidos e cíclicos, tornando-se susceptíveis à fadiga térmica, deformações plásticas localizadas acumuladas e fragilização. Ao longo dos anos de operação, muitos tambores de coque tendem a desenvolver protuberâncias arredondadas circunferenciais no casco, e trincas tendem a surgir em diversas regiões. Estes problemas podem ocorrer relativamente cedo na vida operacional destes equipamentos.

Os fenômenos térmicos e mecânicos que ocorrem nos tambores são de

---

<sup>1</sup> COBB, C. Role of Delayed Cokers, their Economics, Trends, Reliability and Operations. In: **SES 2008 Coke Drum Seminar**, Houston, TX: 2008.

<sup>2</sup> MATUSIC, K. Defining Refining. **Oil & Gas Journal**, v. 106, n. 48, p. 12-15, Houston, TX: 2008.

grande complexidade: carregamento térmico aleatório, devido aos fenômenos de coqueamento dentro do equipamento; pressurização, aquecimento e resfriamento rápidos e cíclicos; e acúmulo de deformações plásticas no casco. Devido a estes fatores, várias técnicas de monitoramento, inspeção e reparo têm sido desenvolvidas e aplicadas nos tambores de coque, e estes se tornaram objeto de diversos estudos e pesquisas nos últimos anos.

Oka *et al.* (2010b) realizaram um estudo e apresentaram uma relação exponencial entre o número de ciclos até a falha ( $N$ ) e o tempo de preaquecimento ( $t_p$ ) na forma

$$N = e^{P \cdot t_p + Q}, \quad (1)$$

em que  $P$  e  $Q$  são coeficientes positivos obtidos em seu trabalho.

Marangone, Tinoco e Gomes (2010) encontraram uma correlação linear crescente entre a temperatura de *switch*<sup>3</sup> e a vida em fadiga de um tambor de coque. Uma correlação similar, porém exponencial, foi obtida por Oka *et al.* (2011).

Os parâmetros operacionais como temperatura da carga, pressão, tempo de preaquecimento, temperatura de *switch*, rampa de vazão de água de resfriamento e duração do ciclo, determinam o carregamento termomecânico do tambor de coque. Assim, este trabalho parte da hipótese de que estes parâmetros têm correlação com as tensões alternadas atuantes no equipamento e, portanto, com a sua vida em fadiga.

Neste contexto, uma avaliação da influência dos parâmetros operacionais sobre a vida em fadiga do equipamento, feita com base em temperaturas reais, terá grande representatividade na pesquisa científica na área de mecânica dos sólidos e projeto mecânico e representará importante contribuição à indústria do petróleo.

## 1.1 OBJETIVOS

Os objetivos gerais e específicos deste trabalho são apresentados na corrente Seção.

---

<sup>3</sup> Temperatura do tambor no final da fase de preaquecimento, quando se inicia o enchimento.

### 1.1.1 Objetivos gerais

Obter a vida em fadiga de um tambor de coque de uma refinaria da PETROBRAS, considerando a configuração original e real de operação, e avaliar a influência de parâmetros térmicos e operacionais sobre a vida em fadiga de tambores de coque.

### 1.1.2 Objetivos Específicos

O objetivo geral pode ser detalhado nos seguintes objetivos específicos:

- a) coletas de dados referentes às propriedades dos materiais, temperaturas do casco durante operação do mesmo, pressão interna, temperatura do produto que compõe sua carga, vazão de água de resfriamento e outros parâmetros operacionais;
- b) obtenção de uma representação temporal média da função de temperatura em 4 pontos de diferentes elevações do tambor;
- c) obtenção de uma representação temporal média da função de pressão interna ao tambor decorrente do processo;
- d) construção de um modelo numérico, via Método dos Elementos Finitos (MEF) e software Abaqus® (DASSAULT SYSTÈMES, 2008), para obtenção dos campos de tensões, com foco nas regiões críticas do tambor de coque, sujeitas aos carregamentos severos gerados em operação;
- e) cálculo de vida em fadiga a partir dos resultados obtidos das simulações e obtenção da sua correlação com parâmetros térmicos e operacionais.

## 1.2 ESTRUTURA DO TEXTO

No Capítulo corrente, são apresentadas a introdução, a importância deste trabalho para o projeto, operação e manutenção de tambores de coque, bem como a motivação para a realização deste trabalho. Também são apresentados os objetivos gerais e específicos e como são estruturados os Capítulos desta dissertação.

No Capítulo 2, é abordado o processo de coqueamento retardado e realizada uma revisão bibliográfica sobre o tema de interesse deste estudo.

No Capítulo 3, são detalhados os equipamentos e instrumentos utilizados para a realização deste estudo.

No Capítulo 4, é apresentada a metodologia utilizada para a obtenção dos resultados desejados.

No Capítulo 5, são detalhados os resultados obtidos através da implantação da metodologia adotada e discussões.

Por fim, no Capítulo 6, são apresentadas as conclusões deste estudo e sugestões para trabalhos futuros, criadas a partir dos resultados obtidos.

Na sequência, são apresentadas as referências utilizadas para consulta e apêndices.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste Capítulo, após uma introdução sobre o processo de coqueamento retardado e como o tambor de coque está nele inserido, é apresentada uma revisão de pesquisas do Instituto Americano do Petróleo (*American Petroleum Institute - API*), e de alguns trabalhos técnico-científicos existentes sobre o tema.

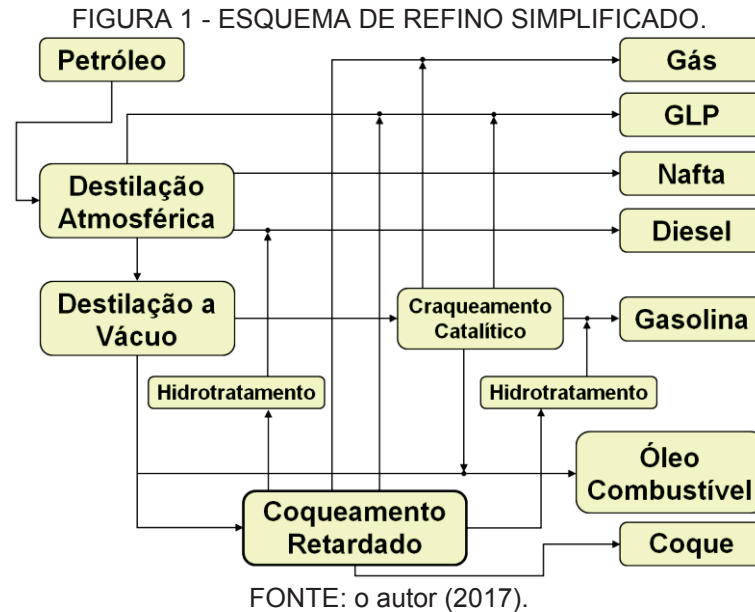
### 2.1 PROCESSO DE COQUEAMENTO RETARDADO E TAMBORES DE COQUE: INTRODUÇÃO

Os tambores de coque, também chamados de reatores de coqueamento, são vasos de pressão utilizados em unidades de refino de petróleo, denominadas Unidades de Coqueamento Retardado (UCR). Estas unidades convertem frações pesadas, como o resíduo de vácuo e o resíduo atmosférico, em frações mais leves, como gasóleo, nafta, GLP e gás combustível. Como resultado do processo, o coque verde de petróleo<sup>4</sup> também é obtido, produto com alto teor de carbono que permanece no tambor na fase sólida (MARQUES, 2004). A FIGURA 1, a título de ilustração, apresenta um exemplo simplificado de esquema de refino de petróleo, em que a carga da UCR é o produto de fundo da unidade de destilação a vácuo, ou seja, o resíduo de vácuo. O fluxograma de processo típico, apresentado na FIGURA 2, mostra que a carga da UCR passa por uma bateria de preaquecimento e pela torre combinada onde se forma a carga combinada. Esta, por sua vez, passa pelo forno onde é aquecida até aproximadamente 500°C, quando se iniciam as reações de craqueamento térmico. Entretanto, o projeto é realizado de modo a retardar a formação de coque, para que ocorra apenas no interior do tambor de coque, o que resulta no nome da unidade.

Quando o coque atinge um nível operacional máximo no interior do tambor, é necessário o alinhamento da carga, através da válvula *switch*, para outro tambor, e também o esvaziamento do equipamento que está cheio. Dessa forma, o processo

---

<sup>4</sup> O coque é denominado coque verde de petróleo, antes de ser calcinado em indústrias de segunda geração (MARQUES, 2004).

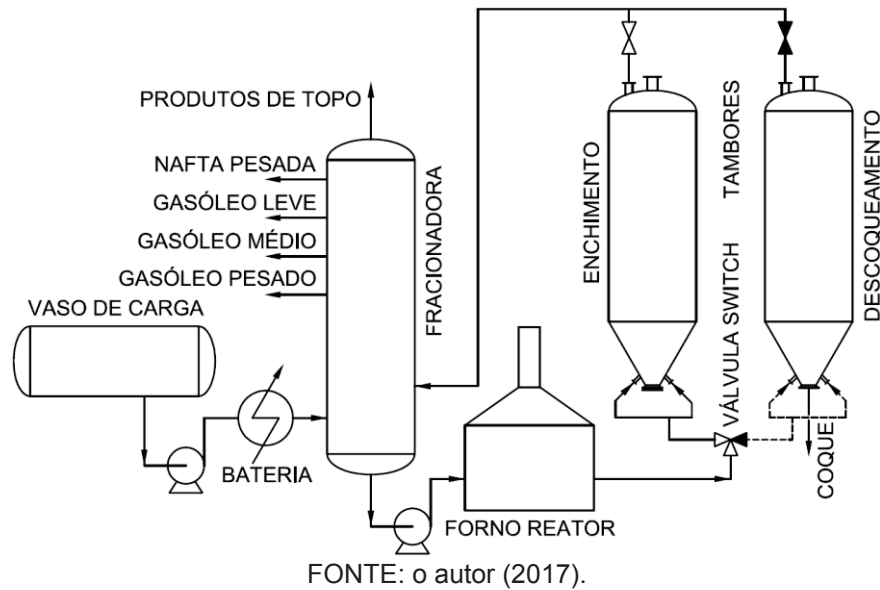


ocorre de forma semicontínua, a operação de cada tambor é cíclica e as UCR's possuem sempre tambores em pares. Para que o tambor cheio seja esvaziado, ele é resfriado inicialmente com vapor d'água e, em seguida, com água, os quais entram pelos bocais do tampo inferior do tambor, e permeiam o coque através dos canais que nele se formam. A água realiza o resfriamento do coque e do tambor até uma temperatura próxima de 100°C, a qual é necessária para sua abertura e posterior remoção do coque. Nesta fase de resfriamento, ocorre um forte transiente térmico no equipamento.

O coque é removido através de uma lança perfuratriz que utiliza água a alta pressão (aproximadamente 250 kgf/cm<sup>2</sup>). No início, o jato d'água executa um furo central no coque e em seguida é utilizado um jato lateral, o qual faz o corte de todo o volume do coque. Após o esvaziamento do tambor, este é fechado, purgado com vapor para se remover o oxigênio e testar sua estanqueidade. Após isto, são injetados vapores de hidrocarbonetos efluentes, do tambor que está em operação, para promover um aquecimento do tambor, preparando-o para receber a carga do forno, quando for acionada a válvula *switch*. Isto ocorre quando o nível de coque do outro tambor atinge o máximo. Neste momento, completa-se o ciclo de operação de um tambor de coque. A FIGURA 3 mostra, de forma resumida, as fases de um ciclo completo de um tambor de coque, com enchimento de 24 h.

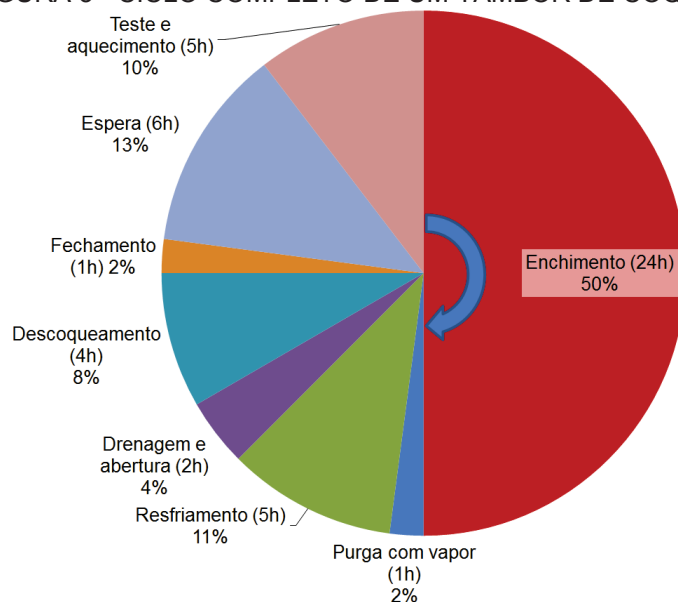
As dimensões encontradas destes equipamentos são: diâmetro de 3,6 a 9 metros e altura de 21 a 39 metros (TAAGEPERA, 2001), sendo que nos últimos anos, os diâmetros mais comuns estão entre 7,9 e 8,5m e, mais recentemente, 9,7m

FIGURA 2 - FLUXOGRAMA DE PROCESSO TÍPICO DA ETAPA DE AQUECIMENTO E CONVERSÃO TÉRMICA DE UMA UCR.



(CONTICELLO e CHADDA, 2007). Um exemplo esquemático de um tambor de coque é apresentado na FIGURA 4, com os anéis do casco numerados, e os detalhes da saia e da ligação saia-casco<sup>5</sup>. Nesta figura, pode-se visualizar uma chapa de fechamento entre a saia e o cone (FIGURA 4b), formando um volume, dentro do qual não se instala isolamento térmico, chamado de *hot-box*. Este tem o objetivo de reduzir os gradientes de temperaturas entre a saia e o cone.

FIGURA 3 - CICLO COMPLETO DE UM TAMBOR DE COQUE.

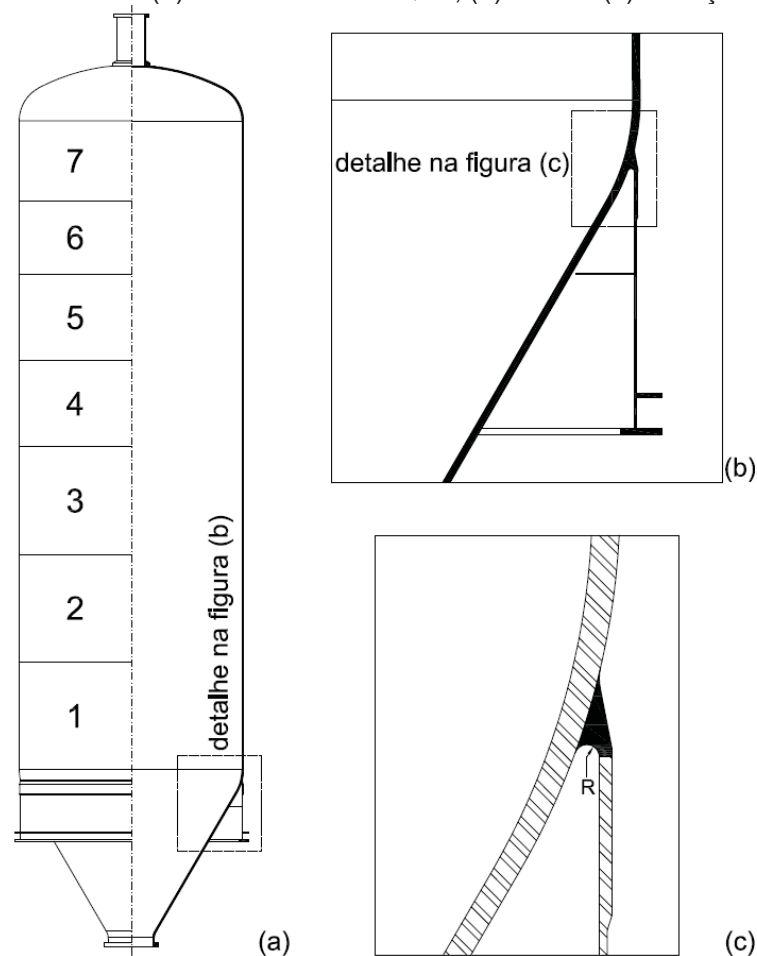


<sup>5</sup> A expressão “ligação saia-caso” é utilizada neste trabalho por similaridade com a literatura do tema, embora, no tambor de coque específico em estudo, a saia seja efetivamente ligada ao tampo inferior.

Durante as décadas de 1950 e 1960, os materiais base típicos utilizados na fabricação do casco e do cone dos tambores de coque eram o aço carbono e aços de baixa liga cromo-molibdênio (Cr-Mo) e carbono-molibdênio (C-Mo), sendo este o mais empregado naquela época (API, 2003). Durante a década de 1970, o uso do aço Cr-Mo foi crescente e, após este período, tornou-se superior ao uso dos demais materiais. Além disso, com o passar dos anos, permaneceu a tendência de aumento do teor de cromo e molibdênio destes materiais, sendo os aços 1Cr-1/2Mo, 1.1/4Cr-1/2Mo e 2.1/4Cr-1Mo todos empregados como metal base de tambores de coque.

Um destes materiais é o que atende à norma ASTM A-263 (1999) da Associação Americana para Ensaios e Materiais (*American Society for Testing and Materials*), que especifica uma placa de aço carbono ou de baixa liga como metal base, a qual, em um dos lados ou em ambos (um, no caso do tambor de coque), é integral e continuamente unida a uma camada de aço inoxidável. A composição química do metal de revestimento deve atender às especificações da ASTM A-240

FIGURA 4 - EXEMPLO DE (a) TAMBOR DE COQUE, (b) SAIA E (c) LIGAÇÃO SAIA-CASCO.



FONTE: adaptado de PETROBRAS (2010).

(2007). Já o metal base, deve seguir à *ASTM* de outro aço para vaso de pressão, normalmente aço carbono ou baixa liga. O revestimento deve ser unido metalurgicamente ao metal base por qualquer método de forma que a chapa atenda aos requisitos da *ASTM A-263* (1999).

Para a grande maioria de tambores de coque, o metal base atende às especificações da norma de chapas de aço liga Cr-Mo para serviço a altas temperaturas *ASTM A-387* (2007). O aço liga 1.1/4%Cr-1/2%Mo A-387 gr. 11 cl. 2<sup>6</sup>, com tensão de ruptura de 515 a 690 MPa e tensão de escoamento de 310 MPa, tem sido utilizado em 70% dos equipamentos fabricados (AUMULLER, XIA e JU, 2011).

O metal de revestimento atende às especificações da norma *ASTM A-240* (2007) que especifica placas e chapas de aço inoxidáveis à base de cromo, Cr-Ni e Cr-Mn-Ni, para vasos de pressão e aplicações gerais. No caso do aço inoxidável ferrítico *ASTM A-240* tp. 410S, as tensões mínimas de ruptura e escoamento são de 415 MPa e 205 MPa, respectivamente. As composições químicas e as propriedades mecânicas destes materiais são mostradas na TABELA 1.

TABELA 1 - COMPOSIÇÕES QUÍMICAS E PROPRIEDADES MECÂNICAS DO METAL BASE E METAL DE REVESTIMENTO.

		Unidade	<i>ASTM A-387</i> gr. 11 cl. 2	<i>ASTM A-240</i> tp. 410S
Composição química	C	%	0,04-0,17	0,08 <sup>1</sup>
	Mn	%	0,35-0,73	1,00 <sup>1</sup>
	P	%	0,035 <sup>1</sup>	0,04 <sup>1</sup>
	S	%	0,035 <sup>1</sup>	0,03 <sup>1</sup>
	Si	%	0,44-0,86	1,00 <sup>1</sup>
	Cr	%	0,94-1,56	11,5-13,5
	Mo	%	0,40-0,70	---
	Ni	%	---	0,60 <sup>1</sup>
Propriedades mecânicas	Tensão de ruptura	MPa	515-690	415 <sup>1</sup>
	Tensão de escoamento mínima <sup>2</sup>	MPa	310	205
	Deformação mínima em 200 mm	%	18	---
	Deformação mínima em 50 mm	%	22	22
	Dureza máxima	Brinell	---	183

FONTES: *ASTM A-387* (2007), *ASTM A-240* (2007).

Nota 1. Valor máximo. Nota 2. Para deformação de 0,2%.

<sup>6</sup> A norma *ASTM A-387* trata de chapas de aço liga Cr-Mo para caldeiras e vasos de pressão em serviços de alta temperatura. Há diversos graus com diferentes teores de elementos de liga. As chapas de gr. 2 possuem teores de Cr-Mo de 0,5% e 0,5%, enquanto que as de gr. 91, 9% e 1%, respectivamente. As chapas de cl. 2 possuem tensão de ruptura e tensão de escoamento mais elevadas quando comparadas às de cl. 1.

## 2.2 PESQUISAS DO INSTITUTO AMERICANO DO PETRÓLEO

Nas seções anteriores, buscou-se apresentar a importância das UCR's e dos tambores de coque para o refino de petróleo, bem como a criticidade desses equipamentos. Muitos casos recorrentes de falhas de tambores de coque foram observados desde as primeiras décadas do século passado, como é discutido a seguir. Segundo Weil e Rapasky<sup>7</sup> (1958, citados por STEWART, STRYK e PRESLEY, 2006), a ocorrência de crescimento do raio do casco era verificada em praticamente todos tambores de coque da época. Em 1968, o *API* realizou sua primeira pesquisa sobre o assunto, com empresas que operavam UCR's. Posteriormente, em 1980 e 1996, o trabalho foi novamente realizado, e apresentou informações a respeito de projeto, procedimentos de reparo, operação, práticas de inspeção e experiências com danos. Estes três últimos temas foram apenas abordados na última pesquisa.

A primeira pesquisa, realizada em 1968, concluiu que os tambores de aço carbono apresentavam protuberâncias, que surgem ao longo da circunferência do casco, em todo o perímetro ou não, as quais são denominadas na literatura como *bulges*<sup>8</sup>. Os *bulges* eram mais extensos neste tambores, quando comparados aos dos vasos de baixa liga C-Mo, e surgiam antes de trincas passantes. Estas eram circunferenciais e ocorriam durante o resfriamento com água, com vapor ou na partida. Aparentemente, os vasos menos espessos tiveram vida mais curta e ambos os materiais, aço carbono e C-Mo, tornavam-se mais frágeis com o tempo. Os aços C-Mo eram mais sensíveis à fragilização e à ocorrências de trincas (*API*, 2003).

A segunda pesquisa, de 1980, foi baseada em 60 (sessenta) equipamentos, os quais, em sua maioria, não haviam sido incluídos na pesquisa anterior, pois muitos haviam sido retirados de operação. Nesta pesquisa, foi observada uma menor quantidade de trincas passantes que na pesquisa anterior. Além disso, a maioria dos tambores de coque recentes (daquela época) era fabricada em aço Cr-Mo em vez de aço carbono ou C-Mo (*API*, 2003).

A terceira pesquisa, de 1996, foi baseada em 145 tambores de dezessete

---

<sup>7</sup> WEIL, N. A., RAPASKY, F. S., Experience with Vessels of Delayed Coking Units. In: API 23rd Midyear Meeting, 1958.

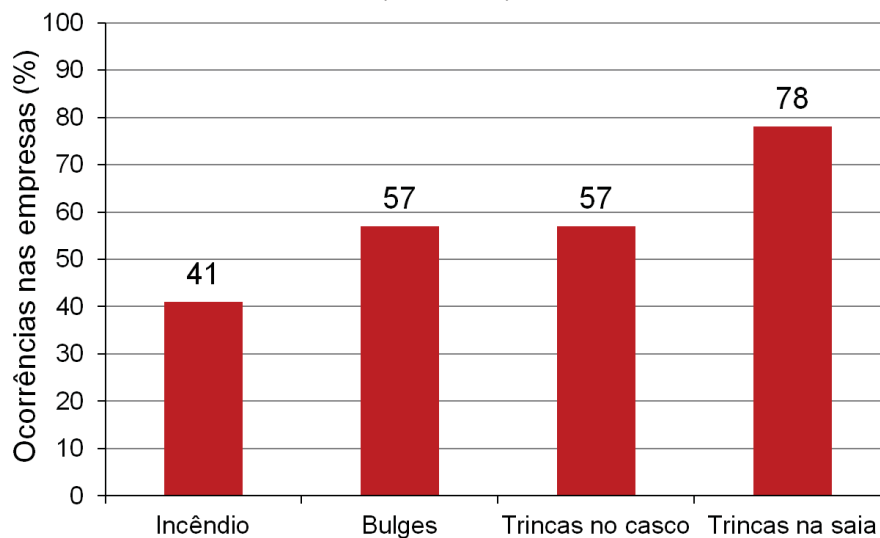
<sup>8</sup> Este termo é utilizado neste estudo sem tradução.

companhias diferentes e coletou mais informações a respeito da operação, inspeção e danos nos equipamentos. Alguns dados relevantes são:

- a) entre os tambores que apresentaram *bulges*, 87% também tiveram trincas;
- b) apenas 6% dos casos apresentaram trincas sem ocorrer *bulges*;
- c) 97% das trincas eram circunferenciais;
- d) a maioria das trincas no casco e dos *bulges* ocorreram nos anéis 3, 4 e 5 (disposição dos anéis apresentada na FIGURA 4);

Uma compilação de outros dados quantitativos está apresentada na FIGURA 5, referente a ocorrências nas empresas pesquisadas que operavam tambores de coque. Já a FIGURA 6, resume algumas estatísticas referentes às ocorrências nas saias dos tambores de coque pesquisados.

FIGURA 5 - OCORRÊNCIAS RELATADAS PELAS EMPRESAS NA PESQUISA DO API DE 1996 (API, 2003)<sup>1</sup>.



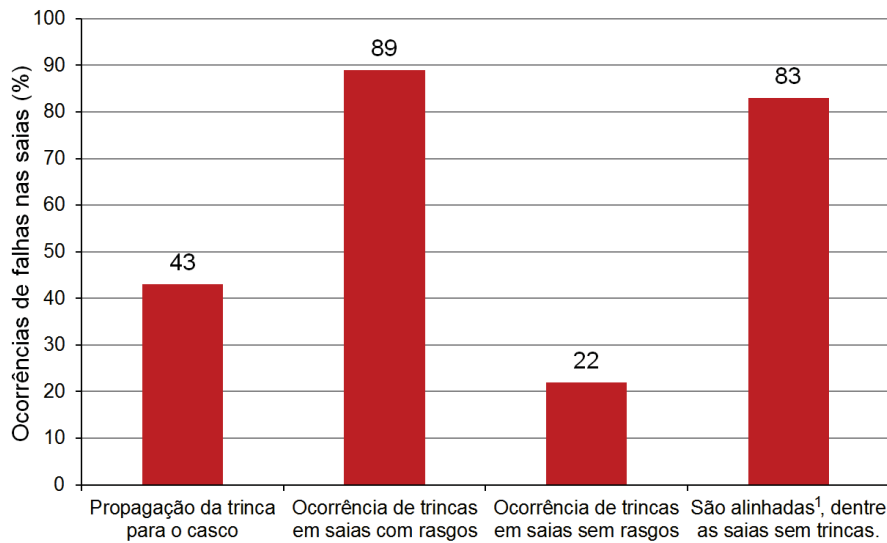
FONTE: o autor (2017).

Nota 1. A soma das quantidades de ocorrências é maior que o total de tambores (145) uma vez que um mesmo tambor pode ter passado por mais de uma delas.

O referido instituto apresentou, assim, algumas conclusões, dentre as quais, estão:

- a) o primeiro *bulge* aparece antes do surgimento da primeira trinca passante;

FIGURA 6 - OCORRÊNCIAS REFERENTES ÀS SAIAS REGISTRADAS PELA PESQUISA DO API DE 1996 (API, 2003).



FONTE: o autor (2017).

Nota 1. As saias alinhadas têm as chapas montadas alinhadas em relação às chapas do casco.  
 Nota 2. A soma das quantidades de ocorrências não totaliza o número de tambores (145) uma vez que um mesmo tambor pode sofrer mais de uma delas.

- b) nem todas trincas passantes no casco resultaram em incêndio;
- c) havia tendência crescente da utilização de aço Cr-Mo;
- d) não foi observada correlação entre o material do tambor e sua vida útil;
- e) nenhuma correlação entre o tempo do ciclo de enchimento e a ocorrência de trincas foi encontrada;
- f) os parâmetros operacionais, como vazão inicial de água de resfriamento e procedimento de resfriamento, aparentemente tinham grande influência na ocorrência de trincas no tambor.

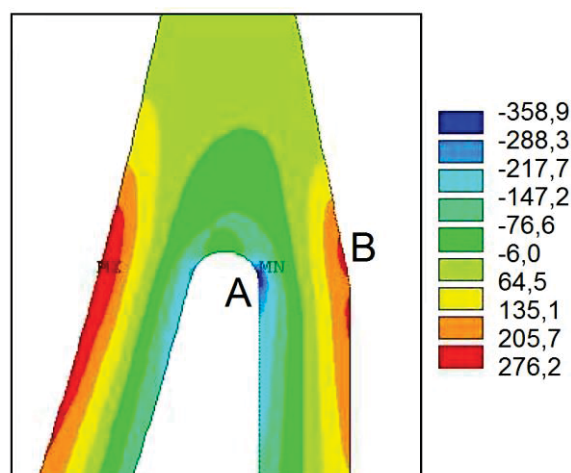
É importante destacar que, embora o estudo tenha concluído que os parâmetros operacionais possuem grande influência na ocorrência de trincas, não foi encontrada correlação entre a ocorrência de *bulges* (número de ciclos até o primeiro *bulge* e número de *bulges*) e a vazão inicial de água de resfriamento, vazão final de água de resfriamento ou temperatura de saída do produto do forno. A dificuldade na identificação do primeiro *bulge*, uma vez que o equipamento possui isolamento térmico, foi apontada como uma das causas da dificuldade para a determinação deste parâmetro (API, 2003).

## 2.3 TRABALHOS ACADÊMICOS E DA INDÚSTRIA DO PETRÓLEO

Na presente Seção é apresentada uma revisão detalhada dos principais trabalhos utilizados como referência na elaboração deste estudo. Uma revisão dos demais trabalhos consultados consta no APÊNDICE 1.

Com o objetivo de investigar a influência da temperatura de *switch* na vida em fadiga do tambor, Marangone, Tinoco e Gomes (2010) realizaram um estudo que se consistiu de medições de temperatura no cone do equipamento, de uma análise termomecânica via MEF e de uma análise de fadiga. As medições de temperatura possibilitaram identificar alta variabilidade nos ciclos térmicos, nas taxas de aquecimento e resfriamento e na temperatura de *switch* do tambor. As análises via MEF simularam ciclos com quatro diferentes temperaturas de *switch* (150, 200, 250 e 300°C). Os pontos críticos em relação às tensões, A e B, estão indicados na FIGURA 7, a qual mostra o campo de tensões axiais<sup>9</sup> na região da ligação saia-casco, em um determinado instante do enchimento, cujo ciclo tem temperatura de *switch* de 200°C. A FIGURA 8 mostra as tensões radiais, axiais e circunferenciais, bem como a temperatura do cone, da saia e a diferença entre elas, no ponto A (FIGURA 7), em um ciclo em que a temperatura de *switch* é de 300°C.

FIGURA 7 - CAMPO DE TENSÕES AXIAIS (MPa) NA REGIÃO DA LIGAÇÃO SAIA-CASCO DO TAMBOR.

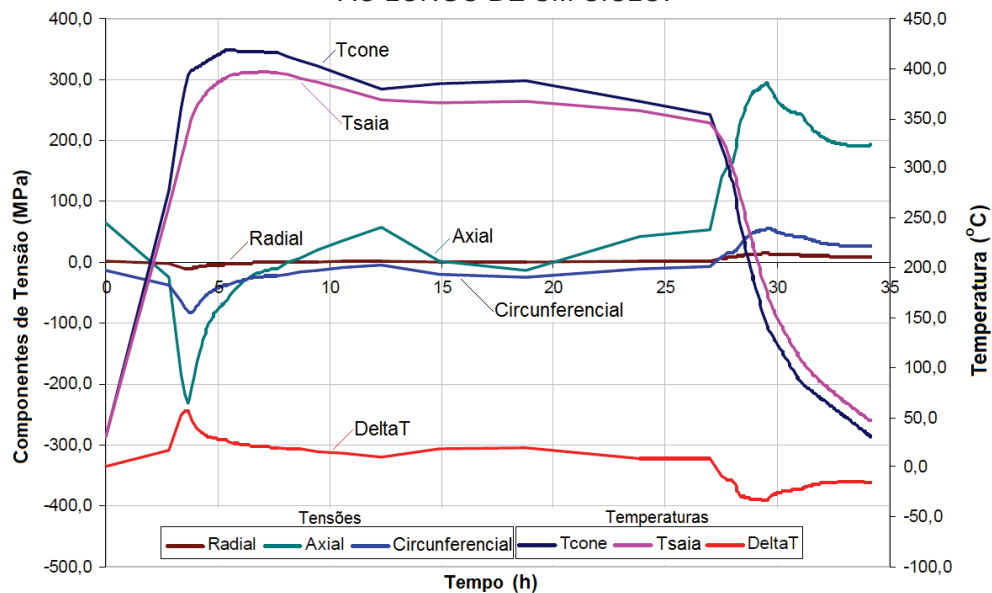


FONTE: adaptado de Marangone, Tinoco e Gomes (2010).

<sup>9</sup> De acordo com a bibliografia predominante na área, são comuns as denominações deformação radial, circunferencial e axial às deformações longitudinais nas direções radial, circunferencial e axial, respectivamente. O mesmo se aplica às tensões normais. Esta nomenclatura é, portanto, utilizada neste trabalho.

O número de ciclos de projeto e o dano anual, considerando 200 ciclos por ano (ciclo médio de 44 horas), foram obtidos através do procedimento descrito no *ASME Section VIII Division 2 Part 5 (2007)*. A correlação direta e, aproximadamente, linear, obtida entre a vida em fadiga do tambor e a temperatura de *switch* está mostrada na FIGURA 9. Quanto menor esta temperatura, menor a vida em fadiga deste equipamento, evidenciando a importância de um monitoramento contínuo dos parâmetros operacionais como temperatura de *switch* e taxas de aquecimento e resfriamento para garantir que os ciclos reais sejam menos severos que os considerados em projeto.

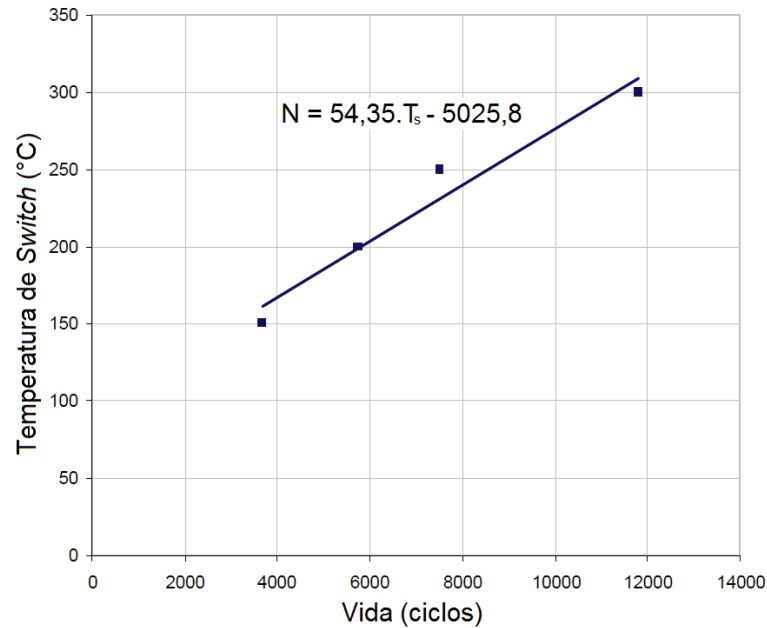
FIGURA 8 - TENSÕES E TEMPERATURAS EM UM PONTO DA SUPERFÍCIE INTERNA DA SAIA AO LONGO DE UM CICLO.



FONTE: adaptado de Marangone, Tinoco e Gomes (2010).

Oka *et al.* (2010a) investigaram a causa básica da formação de *bulges* em um tambor em operação com vazão de água de resfriamento considerada alta e gradientes de temperatura de  $2,38^{\circ}\text{C}/\text{cm}$ , com oito termopares instalados e através de análises numéricas via MEF em regime elástico. Os autores verificaram que pontos “frios” e “quentes” podem ocorrer aleatoriamente quando, por exemplo, a água de resfriamento sobe, pelos canais internos ao leito de coque sólido (o qual possui baixa difusividade térmica), e apenas em um ponto mais alto entra em contato com a parede do tambor, próxima à qual há coque com maior porosidade ou canais terminando na parede. Verificaram-se tensões equivalentes de von Mises superiores à tensão de escoamento do material no ponto “W6i”, no tempo

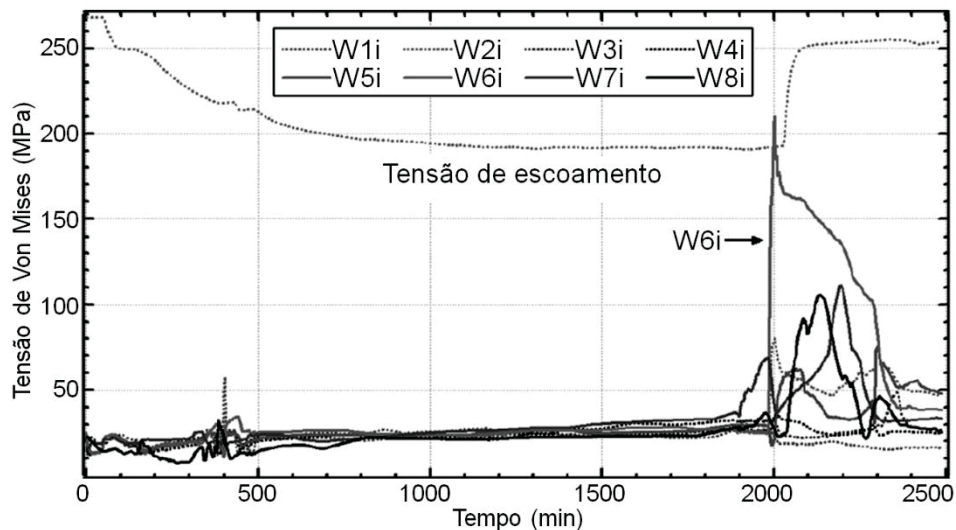
FIGURA 9 - CORRELAÇÃO ENTRE A VIDA EM FADIGA E A TEMPERATURA DE SWITCH DO TAMBOR.



FONTE: adaptado de Marangone, Tinoco e Gomes (2010).

$t = 2046 \text{ min}$ , como mostra a FIGURA 10, no gráfico de tensões em diversos pontos da superfície interna do tambor ao longo do ciclo.

FIGURA 10 - TENSÕES DE VON MISES NA SUPERFÍCIE INTERNA DO TAMBOR.



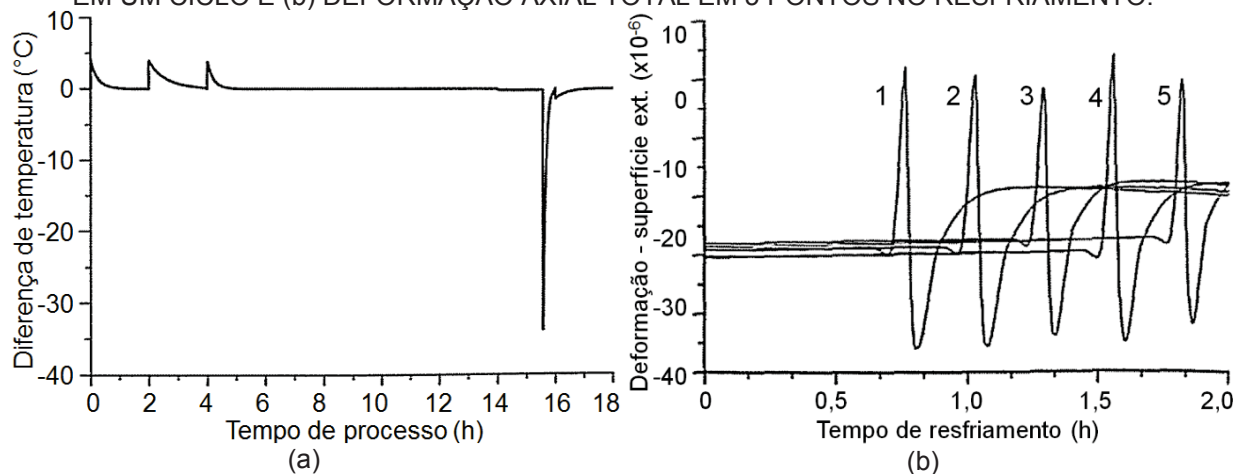
FONTE: adaptado de Oka *et al.* (2010a).

A ocorrência de um ponto “frio” foi evidenciada pela medição de temperaturas com uma diferença de cerca de  $300^{\circ}\text{C}$  entre dois pontos, sendo um deles com três metros de altura em relação à linha de tangência, no qual o resfriamento se iniciou cerca de 200 minutos antes, e o outro na região superior do

cone. O trabalho concluiu que as tensões térmicas, as quais podem resultar em deformações plásticas cumulativas, são suficientes para iniciar a formação de *bulges*, principalmente durante o resfriamento.

Xia, Ju e Du Plessis (2010) fizeram uso de medições de temperaturas na superfície externa de um tambor de coque e de análises numéricas via MEF através do software Abaqus® (DASSAULT SYSTÈMES, 2008) em regime elástico, com carregamento térmico e combinado termomecânico. Analisando dois ciclos operacionais de diferentes durações (30 e 18 horas), encontraram diferenças entre a temperatura interna e externa em um ponto do casco (curva 4 na FIGURA 11b) de  $-13,9^{\circ}\text{C}$  no ciclo de 30 horas e  $-33,8^{\circ}\text{C}$  no de 18 horas, ocorridas no resfriamento devido à injeção de água de resfriamento em temperatura inferior à do equipamento. O gráfico desta diferença de temperaturas em um ponto do casco, para o ciclo de 18 horas, é apresentado na FIGURA 11a. A análise de carregamento termomecânico indicou que a principal causa de tensões é o carregamento térmico e que ocorrem tensões na superfície interna, superiores ao escoamento do metal de revestimento. No resfriamento, a superfície externa do tambor sofre um ciclo de deformações axiais de expansão e contração praticamente completo, como mostra a FIGURA 11b em 5 pontos de diferentes elevações, durante as duas horas de resfriamento (ciclo de 18 horas). Os autores concluíram que a principal causa de altas tensões no revestimento é a diferença entre os coeficientes de expansão térmica dos materiais de revestimento e base.

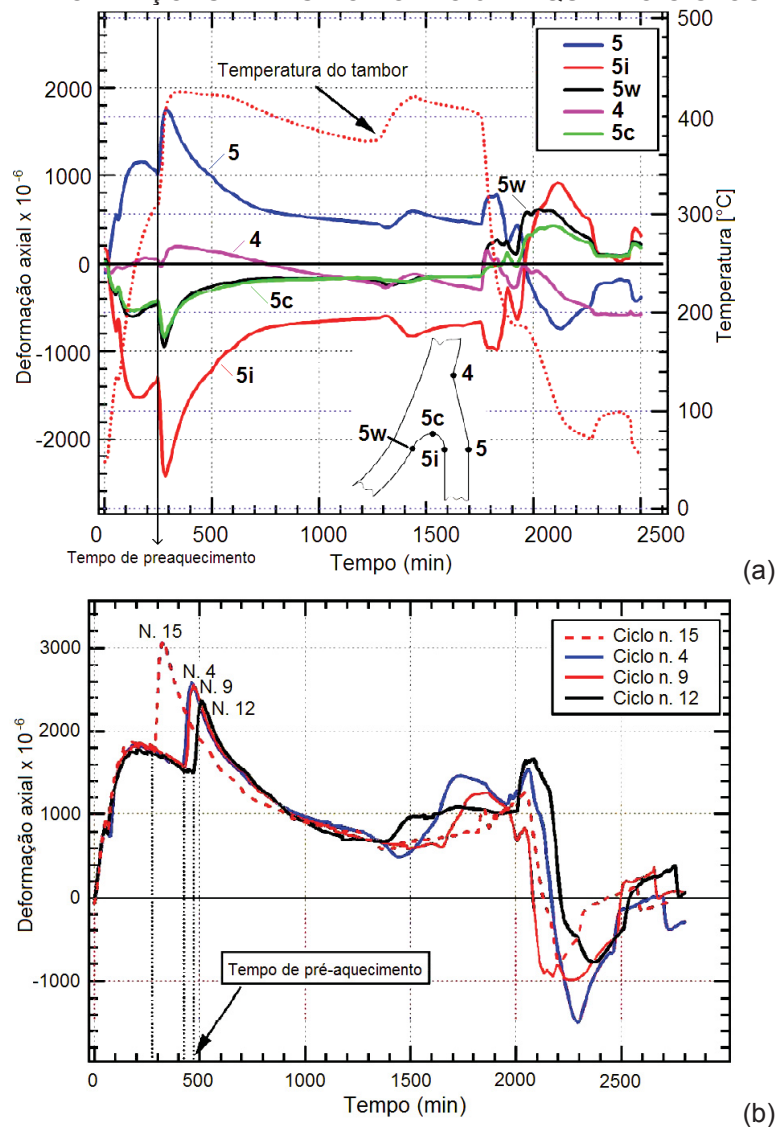
FIGURA 11 - (a) DIFERENÇA DE TEMPERATURA ENTRE AS SUPERFÍCIES INTERNA E EXTERNA EM UM CICLO E (b) DEFORMAÇÃO AXIAL TOTAL EM 5 PONTOS NO RESFRIAMENTO.



FONTE: adaptado de Xia, Ju e Du Plessis (2010).

Oka *et al.* (2010b) investigaram os efeitos do tempo de injeção de carga quente (tradução literal de *hot feed injection time*), isto é, da duração do preaquecimento, sobre a vida em fadiga da ligação saia-casco. As medições de deformação axial no ponto externo mais elevado da saia, ponto 5, são mostradas no gráfico da FIGURA 12a. As curvas de deformação nos demais pontos foram obtidas

FIGURA 12 - (a) TEMPERATURAS E DEFORMAÇÕES AXIAIS EM UM CICLO E (b) DEFORMAÇÕES AXIAIS NO PONTO 5 EM QUATRO CICLOS.



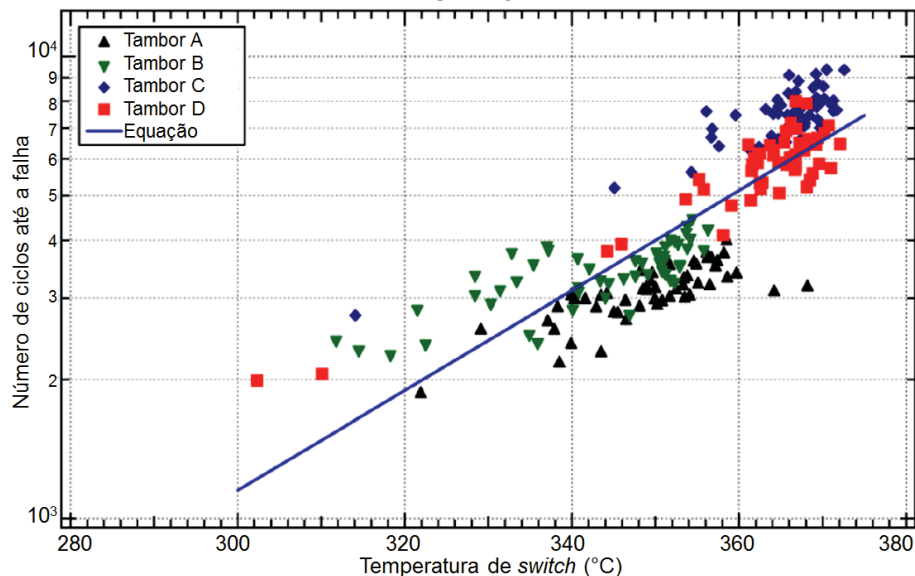
FONTE: adaptado de Oka *et al.* (2010b).

por simulações via MEF, e as temperaturas foram medidas no cone do tambor. Estas medições mostraram que, embora os ciclos tenham tido a mesma taxa de preaquecimento, os picos de deformação, atingidos após o início do enchimento, foram inversamente proporcionais ao tempo de duração do preaquecimento (FIGURA 12b). Nesta figura, as deformações axiais medidas no ponto 5, em quatro

ciclos com diferentes tempos de preaquecimento (282, 421, 431 e 470 minutos), têm picos bastantes diferenciados. Para um dos tambores analisados, com tempos de preaquecimento médios de 449 e 527 minutos, foram obtidos, por cálculo de fadiga, números de ciclos até a falha de 3115 e 7979, respectivamente. Através de uma equação exponencial que relaciona estes dois parâmetros, calculou-se um ganho de 8,87 ciclos, obtido através do aumento no tempo de preaquecimento de 449 para 450 minutos. Oka *et al.* (2010b) concluíram que o **tempo de preaquecimento** é a principal causa de altas tensões na ligação saia-casco no início do enchimento.

Oka *et al.* (2011) estudaram os efeitos da temperatura de *switch* sobre a vida em fadiga térmica da ligação saia-casco. Os autores obtiveram medições de temperaturas e deformações em diversos pontos da saia e do casco de quatro tambores de coque e com vários ciclos operacionais. Os autores identificaram que ocorrem diferenças de até 120°C entre o casco e a saia, mostrando que o uso do *hot-box* é menos efetivo do que se pensava, e que praticamente não há gradiente radial significativo na saia. Através de análise via MEF, encontraram que o local onde ocorre a maior amplitude de deformações é na superfície interna da saia, na sua extremidade superior. Calcularam, também, o número de ciclos até a falha como uma função da temperatura de *switch*, e obtiveram a correlação exponencial apresentada na FIGURA 13. Segundo os autores, a temperatura de *switch* é o fator que possui maior relação com as tensões na ligação saia-casco.

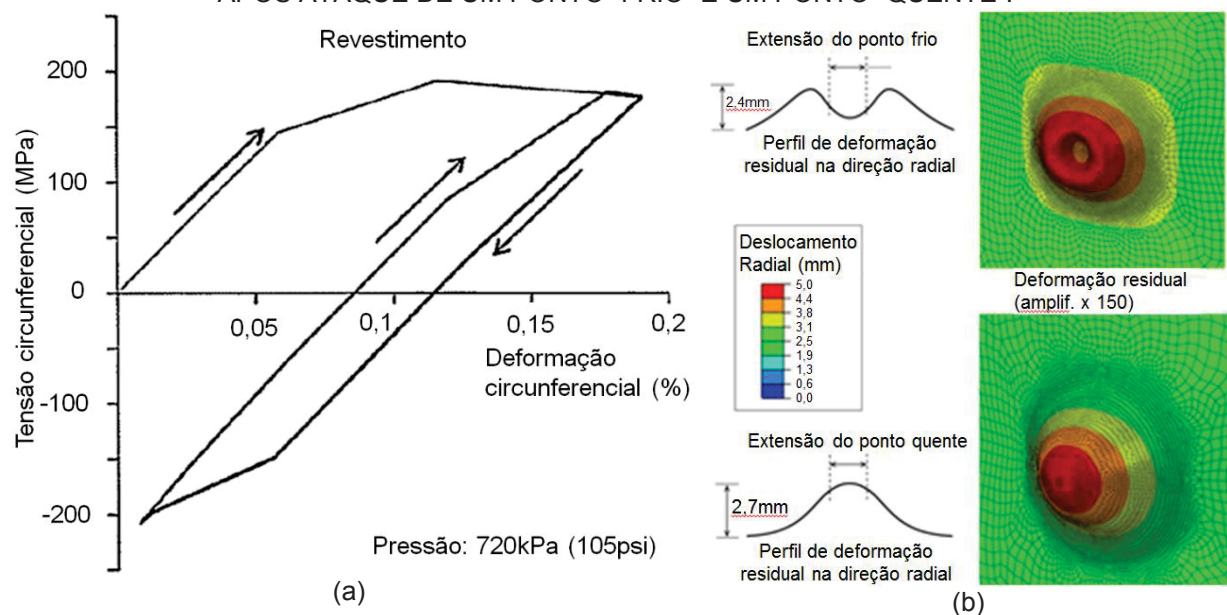
FIGURA 13 - CORRELAÇÃO ENTRE O NÚMERO DE CICLOS ATÉ A FALHA E A TEMPERATURA DE SWITCH.



FONTE: adaptado de Oka *et al.* (2011).

Através de análises via MEF, com um modelo de material de relação bilinear entre tensão e deformação, Ju *et al.* (2011) encontraram que o metal de revestimento se deforma permanentemente e adquire tensões residuais no primeiro ciclo operacional. Assim, ocorre *shakedown*<sup>10</sup> elástico em carregamento térmico cíclico e mecânico (pressão) constante, e *shakedown* plástico quando ambos são cíclicos em fase. A FIGURA 14a mostra um gráfico de tensão *versus* deformação circunferenciais que evidencia o *shakedown* plástico sofrido pelo revestimento. Os autores concluíram também que, no caso de ocorrência repetitiva de pontos “frios” ou “quentes” no mesmo local, ambos metais base e de revestimento sofrem deformações que causam um abaulamento local progressivo. O ponto “frio” causa flexões locais mais acentuadas enquanto que o “quente” causa maior deformação de abaulamento, isto é, maior indução à formação de *bulges*, conforme apresentado na FIGURA 14b, a qual mostra o deslocamento radial residual do casco após a ocorrência de um ponto “frio” e outro “quente”, ambos de 304,8 mm de diâmetro.

FIGURA 14 - (a) CURVA TENSÃO-DEFORMAÇÃO DE UM CICLO. (b) DESLOCAMENTO RESIDUAL APÓS ATAQUE DE UM PONTO “FRIO” E UM PONTO “QUENTE”.



FONTE: adaptado de Ju *et al.* (2011).

Na TABELA 2, onde estão resumidos todos estudos revisados nesta Seção

<sup>10</sup> O termo *shakedown* foi introduzido por William Prager, como sinônimo do efeito chamado *hardening* ou *autofrettage*, o qual consiste de uma acomodação do material em um carregamento que leva a deformações plásticas no primeiro ciclo e que, a partir do segundo ciclo, provoca apenas deformações elásticas dentro de um limite de carga, denominada região de *shakedown*, devido à presença de um campo favorável de tensões residuais gerado no primeiro ciclo (KACHANOV, 1971).

(autores destacados em negrito) e a maior parte daqueles apresentados no APÊNDICE 1, é indicada a metodologia e uma descrição sucinta dos resultados apresentados pelos respectivos trabalhos.

TABELA 2 - RESUMO DOS PRINCIPAIS TRABALHOS REVISADOS.<sup>1</sup>

continua

Autor(es)	Materiais e métodos	Região principal analisada	Alguns resultados obtidos
Ramos (1997)	Experimental e MEF.	Solda e ligação saia-casco.	A solda reduz a resistência à fadiga de 1000 a 15000 ciclos. Calculada, pela ligação saia-casco, vida em fadiga de 2000 ciclos.
Boswell, Farraro e Sober (1997)	Medição de deformações, temperaturas e perfil e MEF.	<i>Bulges</i> .	Os <i>bulges</i> aceleram a fadiga. No resfriamento com água, tensões superiores à de escoamento causam distorções cumulativas, resultando em fadiga de baixo ciclo.
Taagepera (2001)	MEF.	Saia.	Na saia de menor espessura, comparada à de maior e à de espessura variável, as tensões máximas foram deslocadas do casco para a saia.
Conticello e Chadda (2007)	Medição de temperaturas e MEF.	Ligação saia-casco e casco.	Foram recomendados: o uso de casco de espessura uniforme, temperatura de <i>switch</i> mínima de 288°C, de <i>slow switch</i> e de rampas de vazão de água de resfriamento.
Williams e Seipp (2007)	MEF.	Saia.	É recomendado minimizar o gradiente térmico na saia entre o anel base e o ponto imediatamente acima da ligação saia-casco.
Aumuller (2009)	Experimental e MEF.	Casco e solda circunferencial.	Eventuais defeitos internos aliados a altas tensões geradas na interface metal base-revestimento e intensificadas por <i>bulges</i> , durante o resfriamento, são potenciais concentradores de tensões.
Chen (2010)	Experimental e MEF.	CP.	No teste de ciclagem axial com reversão controlada por tensão, com pressão interna constante no CP tubular a 427°C, ocorreu o colapso do CP no 70º ciclo.
<b>Marangone, Tinoco e Gomes (2010)</b>	Medição de temperaturas e MEF.	Ligação saia-casco.	Para uma temperatura de <i>switch</i> de 150°C, a vida em fadiga seria de 3679 ciclos e para 300°C, 11817 ciclos (ciclos de 44 horas).
<b>Oka et al. (2010a)</b>	Medição de temperaturas e MEF.	<i>Bulges</i> .	Tensões térmicas em eventuais pontos “frios” e “quentes” no casco durante o resfriamento são suficientes para iniciar a formação de <i>bulges</i> .
<b>Xia, Ju e Du Plessis (2010)</b>	Medição de temperaturas e MEF.	Casco.	A principal causa das altas tensões no revestimento é a diferença entre os coeficientes de expansão térmica dos metais de revestimento e base. No resfriamento, a superfície externa do casco sofre um ciclo de deformações axiais de expansão e contração completo.
<b>Oka et al. (2010b)</b>	Medição de temperaturas e deformações e MEF.	Ligação saia-casco.	O tempo de preaquecimento é a principal causa de altas tensões na ligação saia-casco no início do enchimento. Para um preaquecimento de 449 minutos, a vida em fadiga aumenta em 8,87 ciclos para cada um minuto de aumento no tempo de preaquecimento.

continua

TABELA 2 - RESUMO DOS PRINCIPAIS TRABALHOS REVISADOS.<sup>1</sup>

continuação e conclusão			
Autor(es)	Materiais e métodos	Região principal analisada	Alguns resultados obtidos
<b>Oka et al. (2011)</b>	Medição de temperaturas e deformações e MEF.	Ligação saia-casco.	Percebidas diferenças de até 120°C entre a saia e o casco. O ponto mais crítico é a extremidade superior interna da saia. A temperatura de <i>switch</i> é o fator de maior relação com as tensões na ligação saia-casco.
<b>Ju et al. (2011)</b>	Medição de temperaturas e MEF.	Casco.	O metal de revestimento sofre <i>shakedown</i> elastoplástico. Pontos “frios” ou “quentes” repetidos no mesmo local causam deformações cumulativas e abaulamento progressivo.
Ohata et al. (2011)	MEF.	Casco.	Com velocidades maiores de elevação do nível da água de resfriamento, as deformações plásticas ocorrem em toda a espessura da parede do casco, e acumuladas podem resultar em um <i>bulge</i> .
Ambarita et al. (2012)	Medição de temperaturas e deformações e MEF.	Ligação saia-casco.	Uma trinca de tamanho inicial 2 mm na extremidade superior interna da saia, quando carregada pelo ciclo mais severo, atinge seu tamanho crítico de 8 mm após 1700 ciclos.
Nikic e Xia (2012)	MEF.	Casco.	O par aço Mn-Mo-Ni ASTM A-302 grau C como metal base e a liga de níquel N06625 como revestimento, resultam na menor razão $\sigma_{eq}/\sigma_e$ , dentre as combinações avaliadas.
Vivas et al. (2012)	MEF.	Saia.	A inclusão, em projeto, de rasgos na saia reduz a amplitude de tensão (axial) no tampo, próximo à ligação saia-casco, e aumenta a amplitude de tensão (circunferencial) na saia, próximo e acima do furo superior do rasgo.
Araque e Vivas (2013)	MEF.	<i>Bulges</i> .	A relação entre a tensão axial máxima atuante nos <i>bulges</i> e a taxa de resfriamento é exponencial.
Chen et al. (2013)	Experimental e MEF.	CP.	A ruptura por fadiga ocorre, na maior parte dos casos, na ZTA do metal base, principalmente devido à diferença entre as tensões de escoamento da solda e do metal base.
Greenberg et al. (2014)	Experimental.	Interface metal base-revestimento	No processo de soldagem do revestimento ao metal base por explosão forma-se uma região crítica de segregação rica em carbono e que contém carbeto em forma de bastonetes.
Chen e Xia (2014)	Experimental.	CP.	As vidas em fadiga da solda e da ZTA são aproximadamente metade e um quarto da vida em fadiga do metal base.
Samman, Tinoco e Marangone (2014)	Medição de deslocamento radial e MEF.	Casco.	O campo de deformações mostra correlação direta com a iniciação de trincas nos tambores analisados.
Yan et al. (2015)	Experimental, medição de temperaturas e analítico.	Casco.	Vida em fadiga de 5170 ciclos para o metal base do casco, devido ao ataque de pontos “quentes” e “frios” severos.

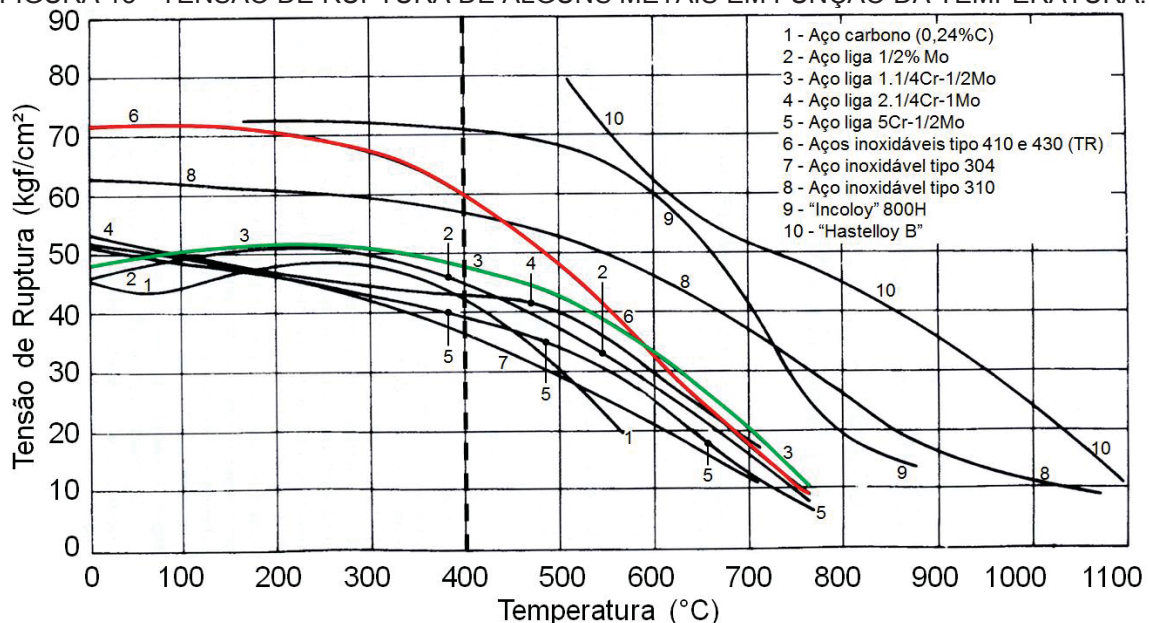
FONTE: o autor (2017).

Nota 1. Os autores dos estudos revisados na Seção 2.3 estão em negrito nesta tabela.

## 2.4 PROPRIEDADES E COMPORTAMENTO DOS MATERIAIS EM ALTAS TEMPERATURAS

Segundo Telles (2003), de uma maneira geral, o aumento de temperatura provoca uma redução da tensão de ruptura e um aumento da ductilidade de um material metálico. As propriedades obtidas em ensaios de tração a quente de curta duração, como tensão de ruptura e módulo de elasticidade, em função da temperatura, constam nas FIGURAS 15 e 16, respectivamente. As propriedades do aço liga 1.1/4%Cr-1/2%Mo aparecem nas curvas 3 destas figuras, enquanto que as do aço inoxidável tp. 410S aparecem nas curvas 6 e 2 (aço inoxidável ferrítico) das FIGURAS 15 e 16, respectivamente. Alguns materiais, como o aço liga 1.1/4%Cr-1/2%Mo, têm sua tensão de ruptura crescente com o aumento da temperatura até cerca de 250°C e, acima desta, ocorre uma queda.

FIGURA 15 - TENSÃO DE RUPTURA DE ALGUNS METAIS EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA.<sup>1</sup>



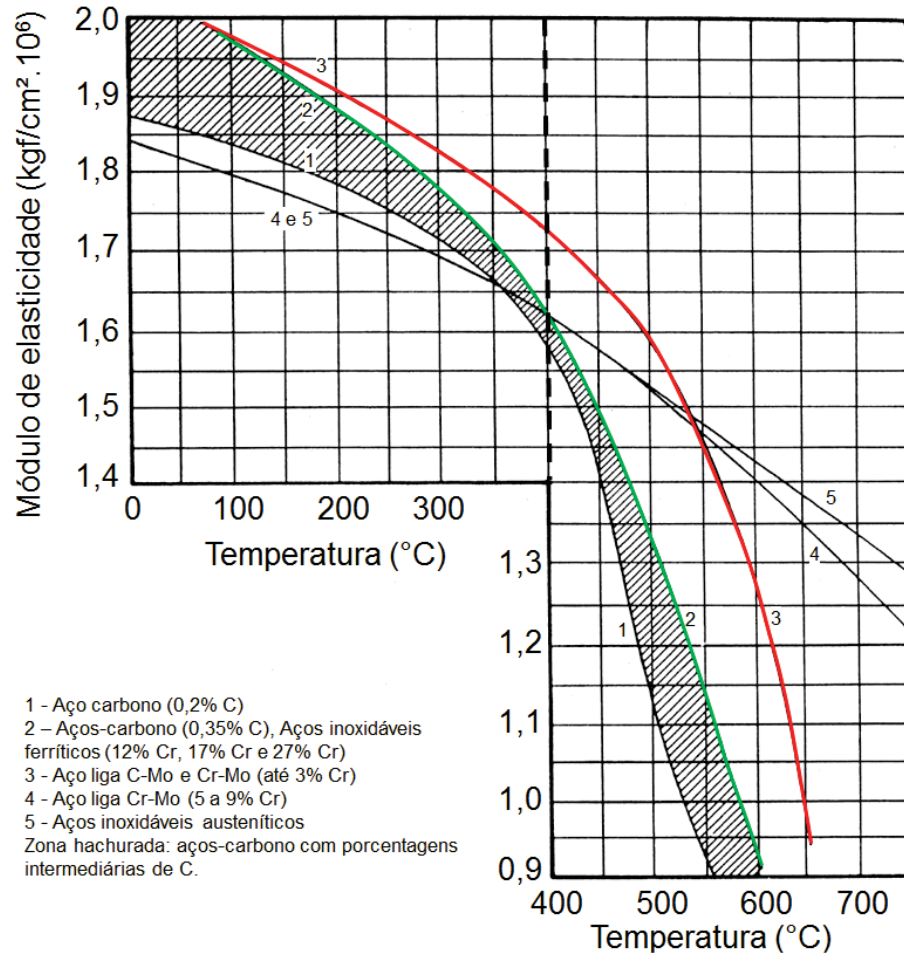
FONTE: adaptado de Telles (2003).

Nota 1. A linha vertical tracejada indica o limite aproximado de temperaturas de operação dos materiais do equipamento analisado por este trabalho.

A variação em função da temperatura, de diversas propriedades mecânicas dos materiais pode ser obtida do código *ASME Section II Part D* (2013), como tensão de ruptura e de escoamento, coeficientes de expansão térmica,

condutividade e difusividade térmicas<sup>11</sup> e módulo de elasticidade. Nas figuras do APÊNDICE 2, são mostrados os comportamentos destas propriedades dos materiais ASTM A-387 gr. 11 cl. 2 e A-240 tp. 410S, em função da temperatura.

FIGURA 16 - MÓDULO DE ELASTICIDADE DE ALGUNS METAIS EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA.<sup>1</sup>



FONTE: adaptado de Telles e Barros (1998).

Nota 1. A linha vertical tracejada indica o limite aproximado de temperaturas de operação dos materiais do equipamento analisado por este trabalho.

<sup>11</sup> A difusividade térmica é o resultado da divisão da condutividade térmica pelo produto entre a massa específica e o calor específico do material.

### 3 TAMBOR DE COQUE EM ANÁLISE

O desenvolvimento deste trabalho faz uso dos equipamentos e instrumentos descritos no presente Capítulo.<sup>12</sup>

#### 3.1 TAMBOR DE COQUE

Nesta dissertação, é utilizado o tambor de coque, representado na FIGURA 4 e de dimensões principais apresentadas na FIGURA 17, cujo material está em conformidade com a *ASTM A-263*, mais especificamente, metal base A-387 gr. 11 cl. 2 unido ao revestimento A-240 tp. 410S. O método utilizado para a união dos dois metais foi a colaminação. Alguns dados de projeto são apresentados na TABELA 3.

TABELA 3 - DADOS DE PROJETO DO TAMBOR DE COQUE.

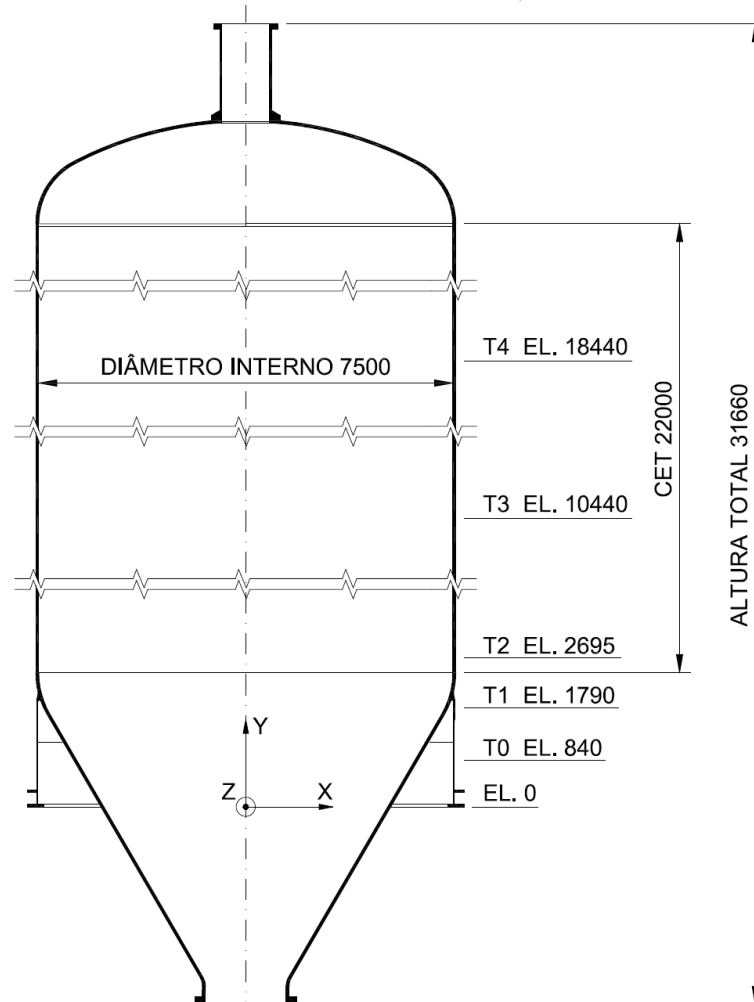
Característica	Especificação
Código de projeto e construção	ASME VIII Div. 1 Ed. 2007
Massa específica (coque/hidrocarboneto)	960 kg/m <sup>3</sup>
Massa específica (coque + água)	1200 kg/m <sup>3</sup>
Pressão de projeto	7,0 kgf/cm <sup>2</sup>
Temperatura de projeto (tampos)	475°C
Temperatura de projeto (demais partes)	495°C
Peso vazio, incluindo isolamento	320,0 tf
Espessura do revestimento	3 mm
Espessura do casco (metal base)	53 a 44 mm
Espessura da saia (região superior)	25,4 mm
Espessura da saia (região inferior)	16,0 mm

FONTE: PETROBRAS (2010).

<sup>12</sup> Não estão disponíveis medições de deformação no tambor de coque em estudo. Consequentemente, este trabalho não dispõe de uma validação da análise via MEF (Seção 4.2), através de uma eventual comparação entre deformações calculadas e experimentais.

### 3.2 TERMOPARES

FIGURA 17 - DIMENSÕES PRINCIPAIS E LOCALIZAÇÃO DOS PONTOS DE MEDIÇÃO DE TEMPERATURA NO TAMBOR DE COQUE EM ESTUDO.<sup>1</sup>



FONTE: o autor (2017).

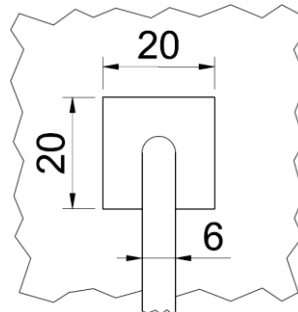
Nota 1. Comprimento entre tangentes (CET) é a distância vertical entre as linhas de tangência dos tampos inferior e superior.

Nas posições T1, T2, T3 e T4 (FIGURA 17), na superfície externa deste equipamento, estão instalados alguns sensores de instrumentos de medição de temperatura. São termopares do tipo K, com isolamento mineral e junta de medição isolada e não aterrada. A bainha, de diâmetro externo de 6 mm, é de aço inoxidável AISI 316, assim como a chapa 20 x 20 mm soldada em sua extremidade e na superfície externa do casco ou da saia do tambor de coque (FIGURA 18). Os termopares são conectados a transmissores de temperatura ligados ao sistema digital de controle distribuído da unidade. Assim, as medições de temperatura podem ser obtidas em tempo real.

São 16 termopares, distribuídos nas elevações de: 1790 (T1), 2695 (T2), 10440 (T3) e 18440 mm (T4) em relação ao anel base do suporte do equipamento, conforme FIGURA 17. Os pontos estão distribuídos nas orientações 0° (norte - N), 90° (leste - L), 180° (sul - S) e 270° (oeste - O).

Para as medições de temperatura na posição T0, de elevação de 840 mm, foi utilizado um termopar portátil, com ponta de sondagem flexível e sonda tipo K. Sua faixa de medição é de -40 a 200°C, a resolução do mostrador é de 1°C, e a precisão eletrônica, 0,5°C.

FIGURA 18 - DETALHE DA FIXAÇÃO DOS TERMOPARES ÀS PAREDES DO TAMBOR DE COQUE.



FONTE: o autor (2017).

## 4 METODOLOGIA

Neste Capítulo, é detalhadamente apresentada a metodologia utilizada neste estudo. Em suma:

- a) coleta de dados referentes ao tambor de coque analisado, como materiais, propriedades mecânicas, características geométricas e medições de temperatura e pressão de operação;
- b) tratamento dos dados provenientes das medições de temperatura e pressão, através de um algoritmo de otimização, visando a obtenção de funções analíticas, na forma de Série de Fourier (SF), que representem as séries temporais de temperaturas e pressões medidas;
- c) criação de modelo um numérico para simulação via MEF do tambor de coque submetido aos carregamentos operacionais, em análise estrutural elástica;
- d) cálculo de vida em fadiga do equipamento.

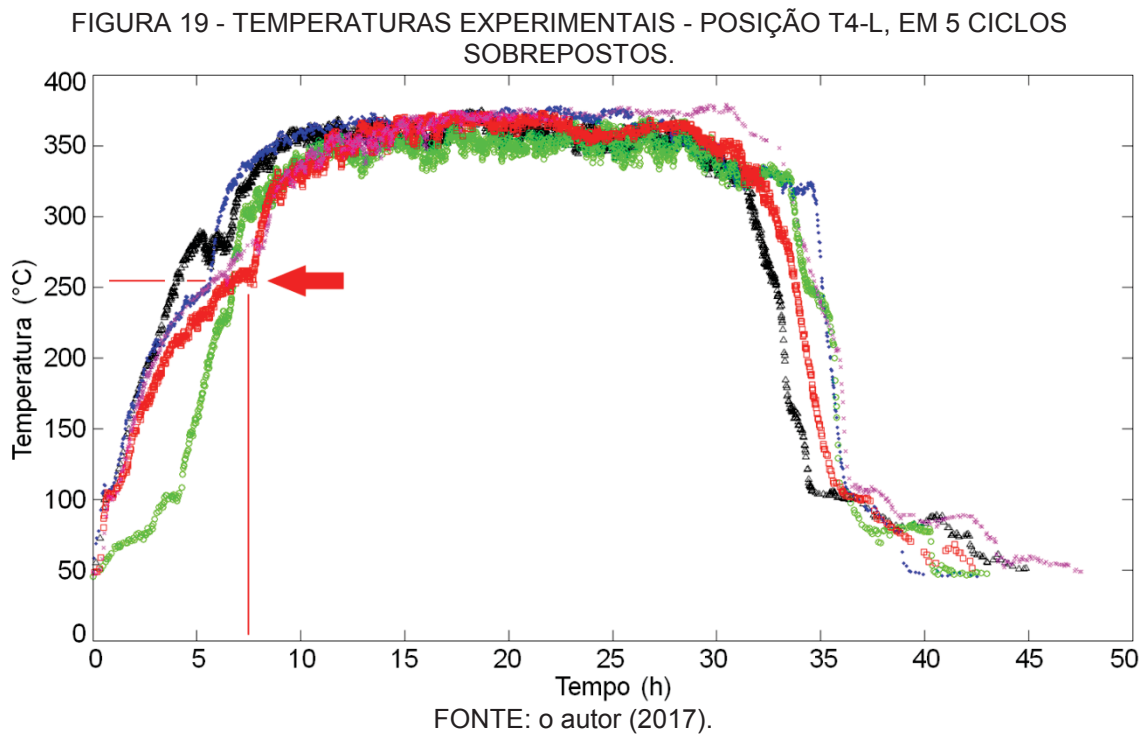
### 4.1 APROXIMAÇÃO POR SÉRIE DE FOURIER DAS TEMPERATURAS E PRESSÕES

Nesta Seção, é detalhada a formulação empregada para a representação das medições de temperatura e pressão por SF, obtida através de um processo de otimização, no qual é minimizada a diferença quadrática entre a função analítica (SF) e os dados experimentais.

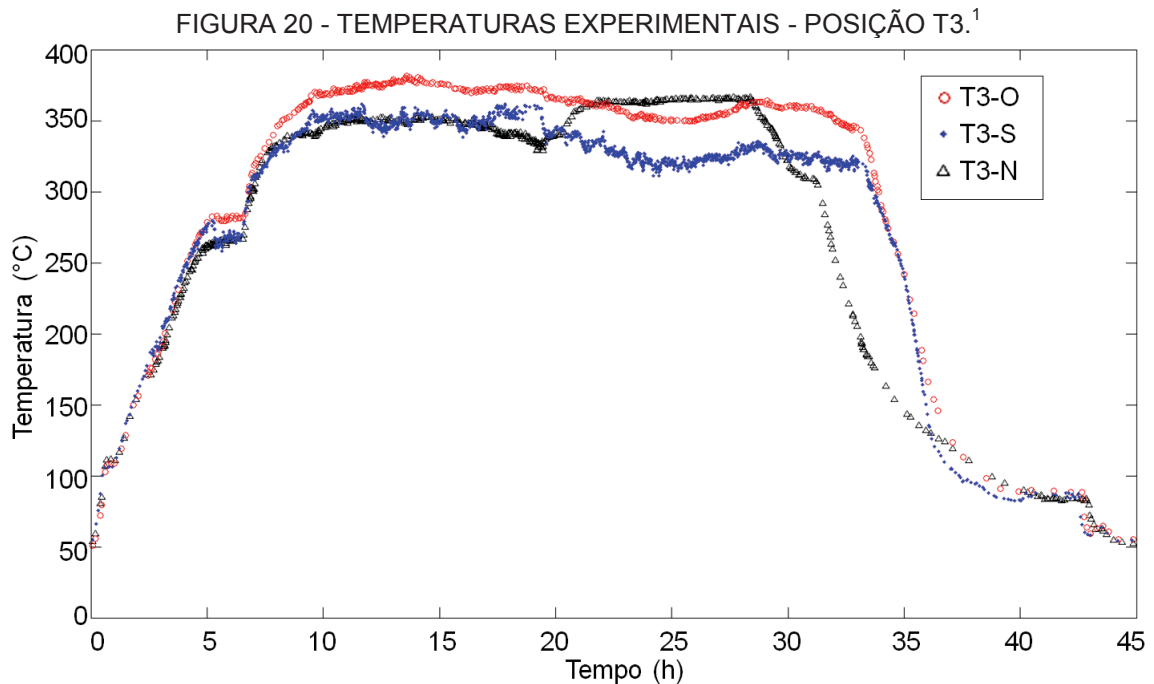
Através dos instrumentos instalados nas posições T1 a T4 do equipamento (FIGURA 17), descritos na Seção 3.2, foram coletadas as temperaturas medidas durante um período de 228 horas contínuas, equivalente a aproximadamente cinco ciclos do tambor em estudo.

A FIGURA 19 apresenta os gráficos das temperaturas medidas, no período selecionado, por um mesmo termopar, localizado na posição T4-L. Os cinco ciclos

estão sobrepostos para facilitar a visualização. Percebe-se, pelos gráficos, que, em cinco ciclos consecutivos, a variação da temperatura em um mesmo ponto do tambor de coque ocorre de forma bastante diferenciada, principalmente nas fases de aquecimento, início do enchimento, resfriamento com vapor e resfriamento com água. Ou seja, ocorrem diferentes taxas de aquecimento e de resfriamento. Nesta FIGURA 19, a seta indica o ponto em que ocorre o acionamento da válvula *switch*, em um dos ciclos representados. Por sua vez, a FIGURA 20 apresenta os gráficos das temperaturas medidas, no primeiro ciclo do período selecionado, por três termopares, localizados na posição T3 (FIGURA 17) N, O e S. Estes gráficos indicam que a fase de aquecimento promove um aumento na temperatura nas três regiões, de forma homogênea. Entretanto, na fase de enchimento e, principalmente, na fase de resfriamento, verifica-se a ocorrência de pontos “quentes” ou “frios” no casco do tambor, uma vez que são registradas diferenças de temperaturas entre estas regiões da ordem de 100°C. Por exemplo, quando o tempo do ciclo atinge 33 horas, há uma diferença de temperatura de cerca de 150°C entre a medição do termopar N e a do O.



Para a obtenção das temperaturas da superfície externa da saia do tambor de coque na posição T0 (elevação 840 mm), foi necessária a utilização de um termômetro portátil, conforme descrito na Seção 3.2. Esta posição foi determinada



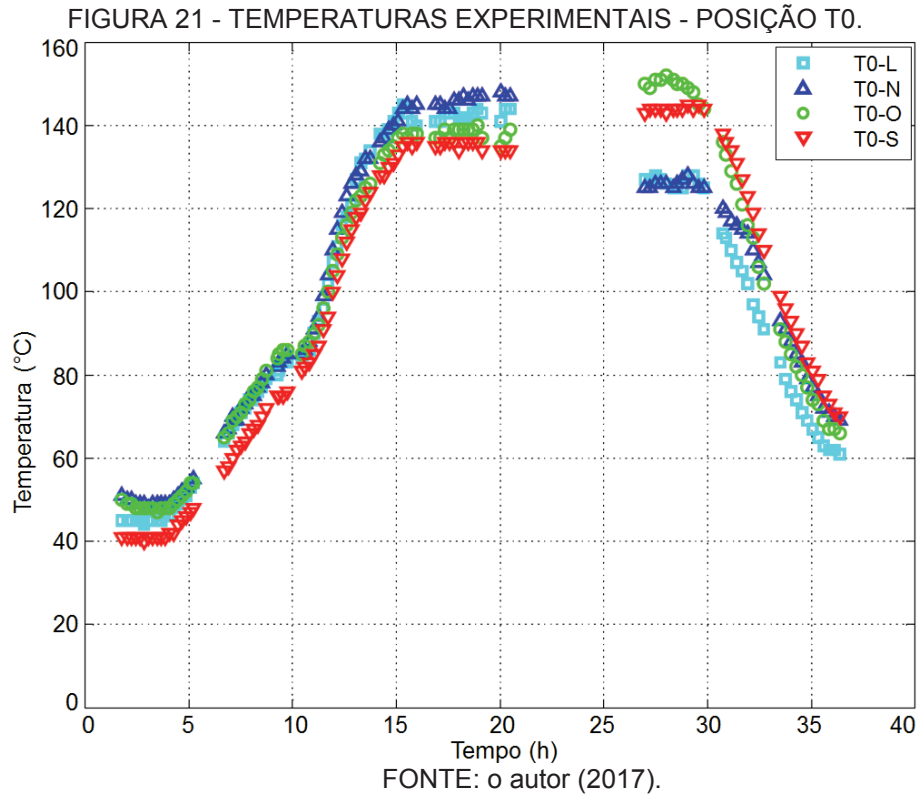
FONTE: o autor (2017).

Nota 1. As medições do termopar da posição leste foram descartadas no ciclo apresentado nesta figura.

pela existência de um anel, cuja superfície inferior é acessível, o qual faz o suporte do isolamento térmico externo da saia. Desta forma, foram realizadas medições em 105 instantes de tempo nesta posição, sendo que em cada instante foi feita medição nas quatro orientações (L, N, O, S). Estas medições abrangem três ciclos operacionais não consecutivos e não coincidentes com os ciclos das medições coletadas em T1 a T4. Entretanto, os ciclos operacionais dos diferentes períodos de coleta de dados experimentais possuem parâmetros operacionais similares, como vazão e temperatura da carga, curva de vazão de água de resfriamento, temperatura de *switch* e duração do ciclo.

A FIGURA 21 apresenta o gráfico de todas as temperaturas experimentais obtidas em T0, plotadas por sobreposição dos ciclos, através da obtenção de um instante de tempo relativo, referente a um ciclo médio de operação (equação 8), cuja obtenção é detalhada mais a frente.

As temperaturas medidas no tambor de coque possuem grandes diferenças de um termopar para outro, na mesma elevação, e de um ciclo para outro, no mesmo termopar. Com o objetivo de criar uma curva de temperatura para cada elevação do tambor, a qual possui quatro pontos de medição, e que considere as variações dos ciclos tomados como amostra (três para T0 e cinco para T1 a T4), uma função analítica, na forma de SF de cinco coeficientes, é obtida através de um



algoritmo de otimização. O mesmo procedimento é adotado para a pressão interna do tambor.

A temperatura em função do tempo,  $T_{SF}(t)$ , pode ser expressa por SF, sendo uma função periódica de período  $2L$  da forma

$$T_{SF}(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^k \left[ a_n \cos\left(\frac{n\pi t}{L}\right) + b_n \text{sen}\left(\frac{n\pi t}{L}\right) \right], \quad (2)$$

onde  $a_0$ ,  $a_n$  e  $b_n$  são os coeficientes da SF (FIGUEIREDO, 1977),  $k$  é função do número de coeficientes a serem utilizados e  $t$  é o tempo.

A frequência é o inverso do período ( $f = 1/(2L)$ ), e a frequência angular  $\omega$  é definida por

$$\omega = 2\pi f = \frac{\pi}{L}. \quad (3)$$

São adotados cinco coeficientes (logo,  $k = 2$ ) e, substituindo a equação 3 na equação 2, resulta

$$T_{SF}(t) = \frac{a_0}{2} + a_1 \cos(\omega t) + a_2 \cos(2\omega t) + b_1 \text{sen}(\omega t) + b_2 \text{sen}(2\omega t). \quad (4)$$

Os seis parâmetros  $a_0$ ,  $a_n$ ,  $b_n$  e  $\omega$  são definidos como as variáveis de projeto de um problema de otimização construído para cada série de temperatura (T0, T1,

T2, T3 e T4). Estas, por sua vez, definem o vetor das variáveis de projeto (ARORA, 2004), na forma:

$$\mathbf{x} = [a_0 \ a_1 \ a_2 \ b_1 \ b_2 \ \omega]^T. \quad (5)$$

No processo de otimização, é utilizada a função escalar  $D_i(t_i)$ , a qual é o quadrado da diferença, em cada ponto  $i$ -ésimo ( $i = 1:n_e$  pontos), entre o valor obtido da SF ( $T_{SF}(t_i)$ , equação 7) e o valor da temperatura medida experimentalmente ( $T_{ex_i}(t_i)$ ), multiplicado por  $\Delta t$ . Assim

$$D_i(t_i) = (T_{SF}(t_i) - T_{ex_i}(t_i))^2 \cdot \Delta t, \quad (6)$$

onde  $\Delta t$  é o intervalo entre duas medições registradas consecutivas, por determinado termopar. Esta função escalar é utilizada para a construção da função objetivo, pois os intervalos entre as medições registradas são variáveis.

O critério de comparação das diferentes soluções obtidas durante o processo de otimização, isto é, a função objetivo a ser minimizada  $D$ , é, portanto

$$D = \frac{\sum_{i=1}^{n_e} D_i(t_i)}{t_{tot}}, \quad (7)$$

onde,  $t_{tot}$  é a soma de todos os  $\Delta t$  e equivale ao tempo total das medições em estudo.

O mesmo procedimento é adotado para as medições da pressão interna no tambor de coque. Neste caso, basta substituir nas equações o parâmetro temperatura por pressão.

A função objetivo  $D$  é influenciada diretamente pelo vetor das variáveis de projeto  $\mathbf{x}$ , e deve ser minimizada através da busca do vetor  $\mathbf{x}$  ótimo. Com o auxílio do software Matlab R2014b (MATHWORKS, 2014) e da subrotina *fminsearch*, é obtido um vetor  $\mathbf{x}$  ótimo para cada conjunto de medições realizadas na mesma elevação, bem como para as medições de pressão.

O erros obtidos, em raiz quadrada, para que a unidade seja °C, para cada conjunto de temperaturas e para as pressões, estão indicados na TABELA 4.

TABELA 4 - ERROS DA APROXIMAÇÃO POR SF.	
Posição dos termopares / pressão	$\sqrt{D}$
T4	40,3°C
T3	39,8°C
T2	53,3°C
T1	36,5°C
T0	7,9°C
Pressão	25,9 kPa

FONTE: o autor (2017).

No caso da frequência angular  $\omega$ , após o processo de otimização e a partir das cinco frequências angulares obtidas (uma para cada conjunto de medições de temperaturas de mesma elevação, de T1 a T4, e outra para as medições de pressão - coluna 7 da TABELA 5)<sup>13</sup>, é calculada uma frequência angular média  $\omega = 4,0175 \cdot 10^{-5} \text{ rad/s}$ . Ou seja, a duração média dos ciclos em estudo (período), característica das SF's obtidas pela otimização descrita, é igual a

$$2L = \frac{2\pi}{\omega} = 43,44h. \quad (8)$$

Os coeficientes da SF  $a_0$ ,  $a_n$  e  $b_n$  ( $n = 1:2$ , neste caso) obtidos pelo processo de otimização estão resumidos na TABELA 5.

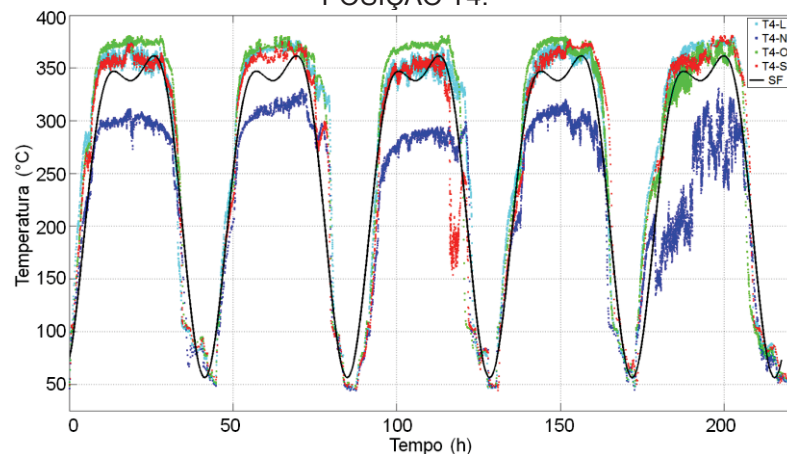
TABELA 5 - COEFICIENTES E FREQUÊNCIA ANGULAR DAS SF'S OBTIDOS PARA TEMPERATURAS E PRESSÃO.

Temperatura ou pressão	$a_0$	$a_1$	$a_2$	$b_1$	$b_2$	$\omega$
	Coeficientes em °C para temperatura e kPa para pressão					rad/s
$T_{T4}$	507,0788	-136,2595	-44,0318	37,3766	34,7984	$4,0181 \cdot 10^{-5}$
$T_{T3}$	520,8781	-133,3889	-46,4123	44,2275	33,2990	$4,0190 \cdot 10^{-5}$
$T_{T2}$	530,8763	-124,5935	-41,8926	39,8271	32,9795	$4,0040 \cdot 10^{-5}$
$T_{T1}$	484,5300	-110,1581	-46,1136	26,6837	15,4925	$4,0215 \cdot 10^{-5}$
$T_{T0}$	191,2380	-57,2287	-6,7096	-2,4194	1,4856	-
Pressão	232,590	-41,210	-8,270	32,610	27,920	$4,0247 \cdot 10^{-5}$

FONTE: o autor (2017).

As temperaturas experimentais das posições T4 a T0 estão apresentadas nos gráficos das FIGURAS 22 até 26, respectivamente, bem como as curvas das respectivas SF's obtidas.

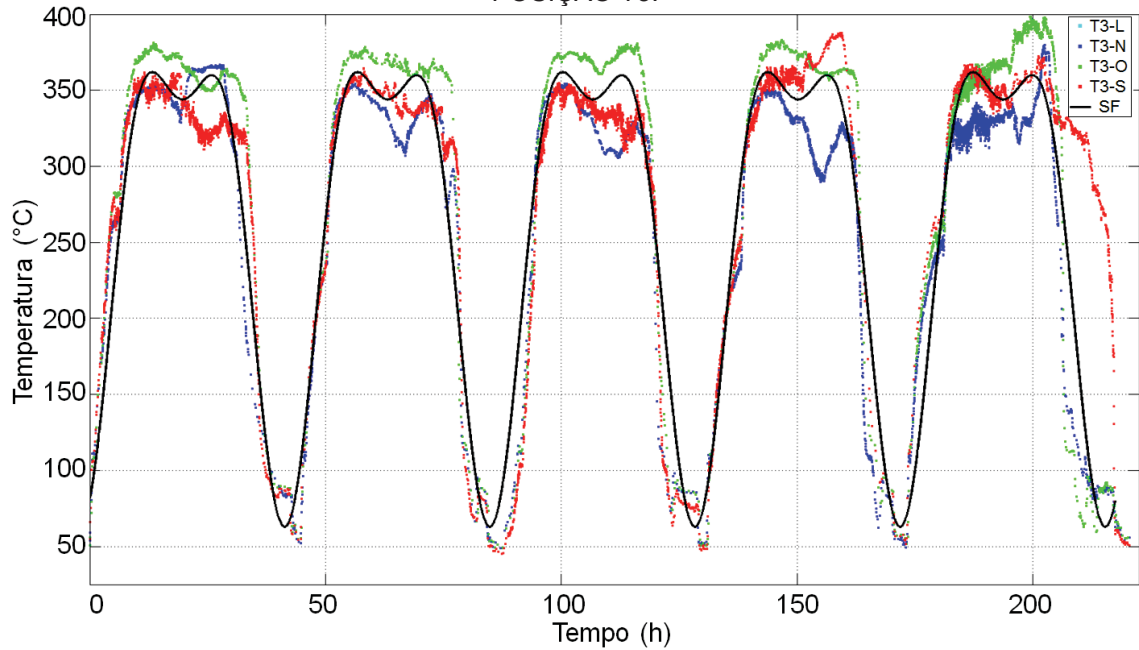
FIGURA 22 - TEMPERATURAS EXPERIMENTAIS E APROXIMAÇÃO POR SF - TERMOPARES POSIÇÃO T4.



FONTE: o autor (2017).

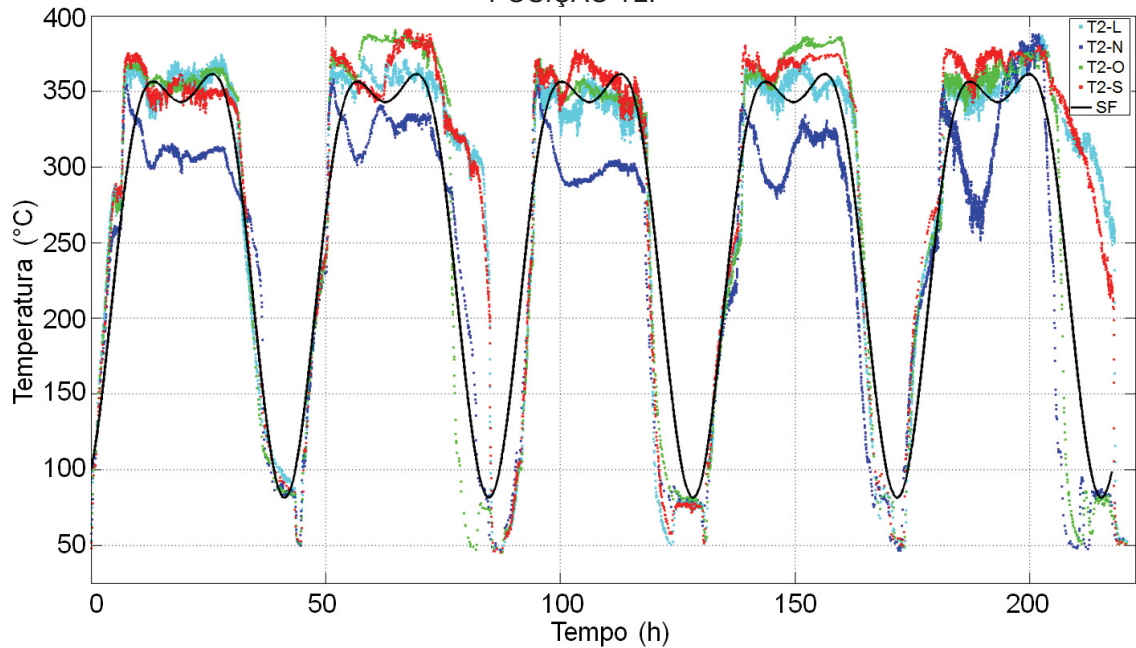
<sup>13</sup> Devido à superioridade do número de medições em T1, T2, T3 ou T4, comparados a T0, as medições nesta elevação não foram utilizadas no cálculo de  $\omega$ .

FIGURA 23 - TEMPERATURAS EXPERIMENTAIS E APROXIMAÇÃO POR SF - TERMOPARES POSIÇÃO T3.



FONTE: o autor (2017).

FIGURA 24 - TEMPERATURAS EXPERIMENTAIS E APROXIMAÇÃO POR SF - TERMOPARES POSIÇÃO T2.

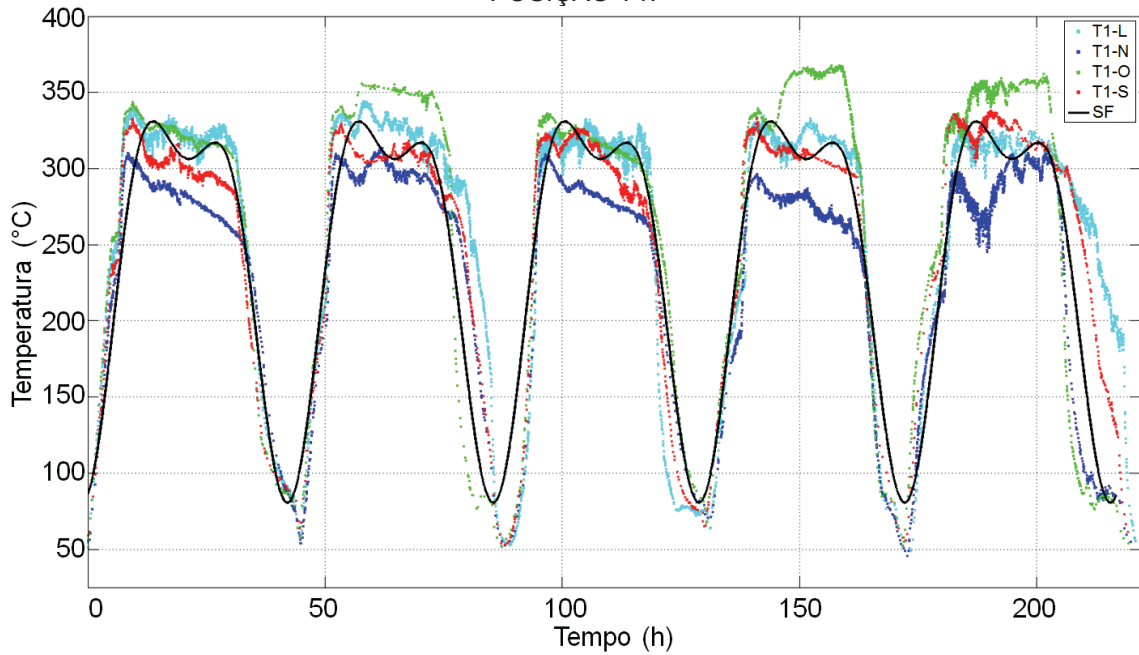


FONTE: o autor (2017).

As pressões experimentais estão apresentadas no gráfico da FIGURA 27, assim como a curva da respectiva SF obtida.

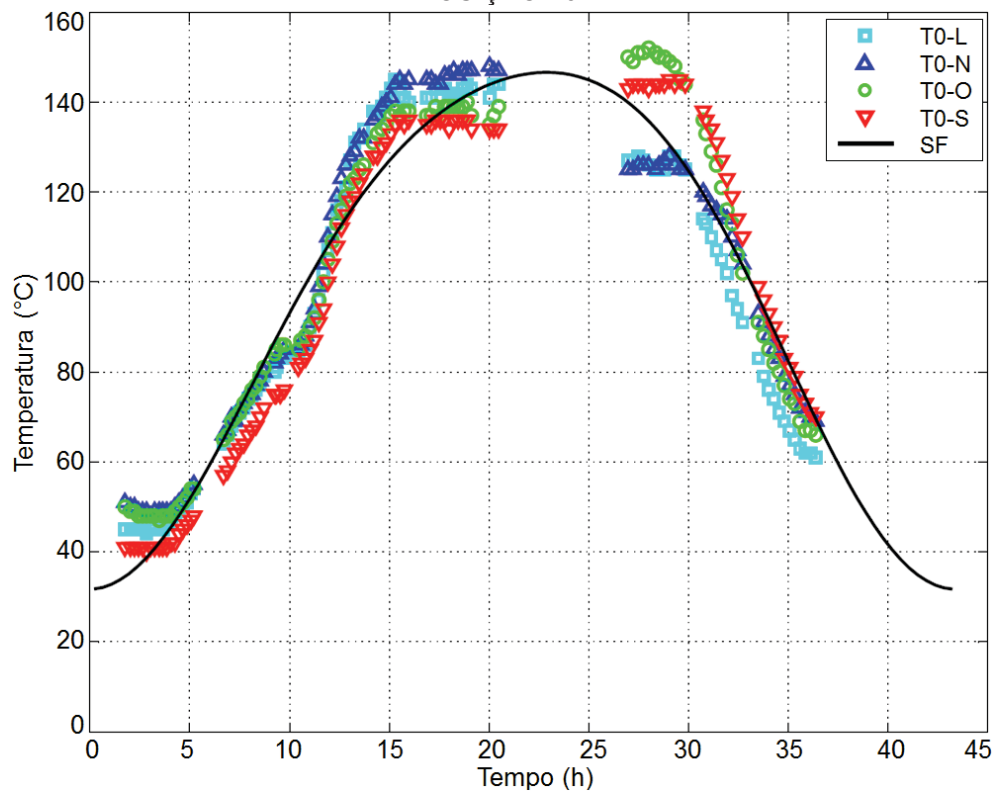
As curvas das funções analíticas periódicas em forma de SF obtidas, que representam os dados experimentais coletados, estão apresentadas na FIGURA 28, sendo cinco referentes às temperaturas e uma referente à pressão.

FIGURA 25 - TEMPERATURAS EXPERIMENTAIS E APROXIMAÇÃO POR SF - TERMOPARES POSIÇÃO T1.



FONTE: o autor (2017).

FIGURA 26 - TEMPERATURAS EXPERIMENTAIS E APROXIMAÇÃO POR SF - MEDIÇÕES NA POSIÇÃO T0.



FONTE: o autor (2017).

As temperaturas médias ( $T_{méd}$ ) do equipamento, ao longo de um ciclo, podem ser calculadas através da média de um número suficientemente grande de

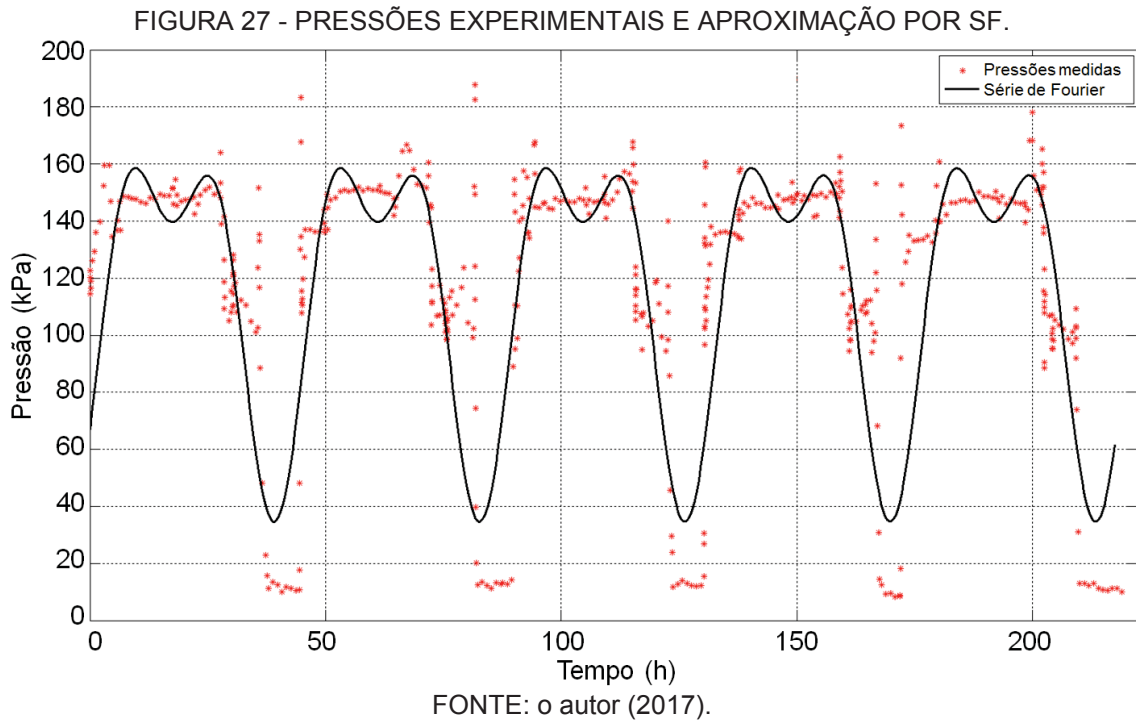
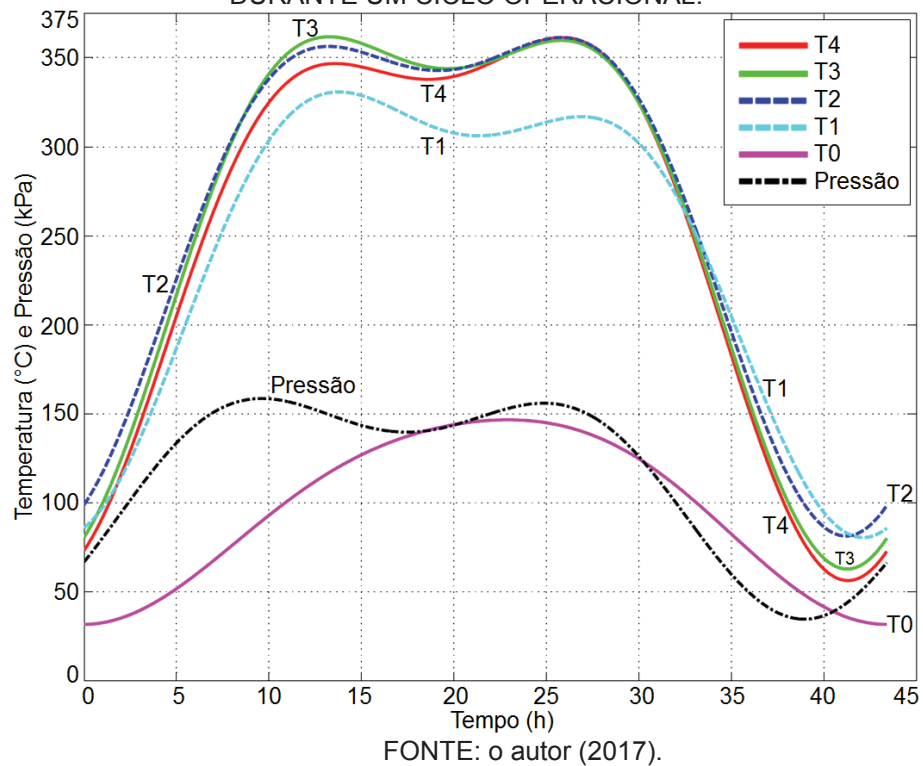


FIGURA 28 - CURVAS DAS SF'S QUE REPRESENTAM AS TEMPERATURAS E PRESSÕES DURANTE UM CICLO OPERACIONAL.



pontos da SF de cada termopar, ou simplesmente através dos coeficientes  $a_0$  (TABELA 5) divididos por dois. Estas temperaturas estão apresentadas na TABELA 6.

TABELA 6 - TEMPERATURAS MÉDIAS NO TAMBOR DE COQUE.

Posição do termopar	Temperatura média (°C)
T4	253,5
T3	260,4
T2	265,4
T1	242,3
T0	95,6
Média (T1, T2, T3 e T4)	255,4
Média (T0, T1, T2, T3 e T4)	223,4

FONTES: o autor (2017).

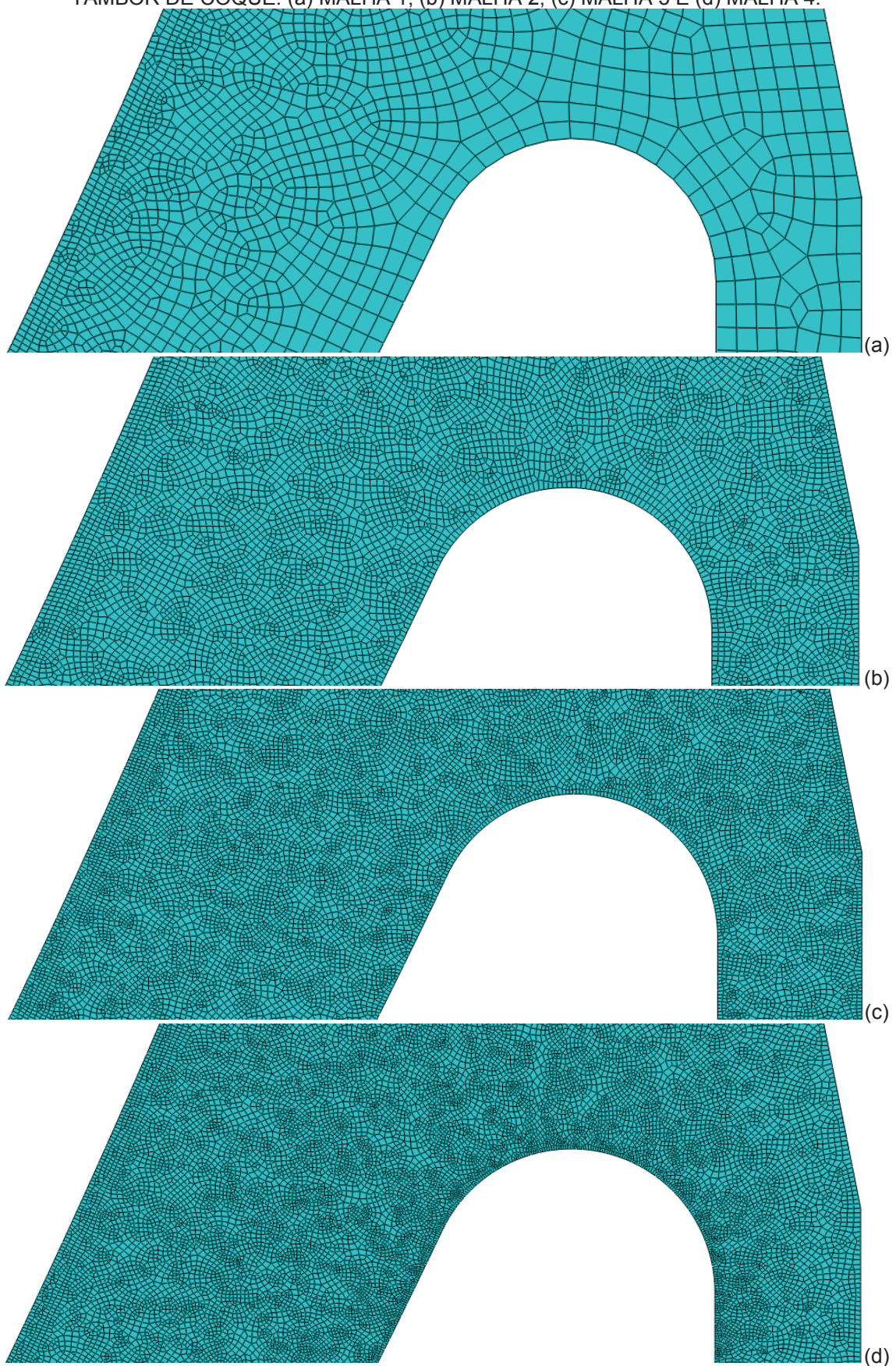
## 4.2 MODELO DE ELEMENTOS FINITOS

Nesta e nas próximas seções, são descritas as análises numéricas realizadas via MEF, as quais simulam o problema termoestrutural advindo da operação do tambor de coque ao longo de um ciclo operacional completo. Utilizando o *software* Abaqus® versão 6.12-1 (DASSAULT SYSTÈMES, 2008), é realizada uma análise estrutural, em que as temperaturas experimentais, aproximadas por SF conforme descrito previamente, são dados de entrada do problema e são impostas nas regiões do modelo equivalentes aos respectivos locais de instalação dos termopares.

### 4.2.1 Geometria do modelo e malha de elementos finitos

É utilizado um modelo bidimensional axissimétrico, o qual representa a geometria completa do equipamento (apresentada na FIGURA 4). A primeira malha utilizada no modelo é composta por 22.665 elementos finitos do tipo quadriláteros axissimétricos de 4 nós e por 986 elementos do tipo triangulares axissimétricos de 3 nós, ambos acoplados termicamente, de deslocamentos e temperaturas bilineares. A TABELA 7 apresenta os parâmetros utilizados no refinamento de malha. Parte da ligação saia-casco das 4 diferentes malhas criadas estão apresentadas na FIGURA 29. Da malha 1 para a malha 2, o tamanho médio dos elementos na região da ligação saia-casco é reduzido fortemente de 4 para 0,8mm. O número de nós cresce de 26263 para 68663 (aumento de 261%) e o tempo de processamento aumenta em

FIGURA 29 - MALHAS DE ELEMENTOS FINITOS NA LIGAÇÃO SAIA-CASCO DO MODELO DO TAMBOR DE COQUE: (a) MALHA 1, (b) MALHA 2, (c) MALHA 3 E (d) MALHA 4.



FONTE: o autor (2017).

proporção semelhante. Com isso, a componente de tensão que possui os valores mais significativos,  $\sigma_{22}$ , no ponto crítico do modelo, utilizada como referência nesta análise, altera o seu mínimo global de -219,8 para -241,7 MPa - aumento em módulo de cerca de 10%. Da malha 2 para a malha 3, o tamanho médio dos elementos é reduzido de 25% e a variação da tensão  $\sigma_{22}$  mínima é de -1,5%. Na malha 4 é utilizado um refinamento localizado, em que os elementos possuem tamanho médio de 0,4mm apenas na região crítica (raio interno na ligação saia-casco) e 0,8mm no restante da região. Com esta malha 4, em relação à anterior, a tensão  $\sigma_{22}$  mínima aumenta em módulo 0,5%, o que é considerado um resultado convergente. Com um tempo de processamento viável, a malha 4 é então utilizada em todas as análises deste trabalho.

TABELA 7 - REFINAMENTO DE MALHA.

Malha	Tamanho médio dos elementos na região da ligação saia-casco	Número de elementos	Número de nós	Tempo de processamento	Tensão $\sigma_{22}$ mínima no ponto crítico em $t = 24,9 h$
Malha 1	4,0 mm	23651	26263	98 min (1:38h)	-219,8 MPa
Malha 2	0,8 mm	65953	68663	265 min (4:25h)	-241,7 MPa
Malha 3	0,6 mm	93574	96021	380 min (6:20h)	-245,3 MPa
Malha 4	0,4 mm (ponto crítico) 0,8 mm (região)	98899	101415	400 min (6:40h)	-246,6 MPa

FONTE: o autor (2017).

#### 4.2.2 Condições de contorno

Além da condição de simetria em relação ao eixo central e vertical do equipamento, é imposta no modelo a condição de contorno de Dirichlet (CC) que representa o apoio do equipamento sobre sua base. Neste caso, são restringidos os deslocamentos dos nós da superfície inferior do anel suporte somente na direção Y (FIGURA 17).

As temperaturas são impostas no modelo numérico como CC. O campo de temperaturas inicial predefinido é de 80°C em toda sua geometria. Para todos os instantes subsequentes, as temperaturas experimentais são aproximadas por SF. Para isso, a geometria do modelo do tambor de coque foi dividida em cinco áreas: as regiões inferior e intermediária da saia (temperaturas representadas por  $T_{T0}$ ), a

região superior da saia ( $T_{T1}$ ), o tampo inferior com a região inferior do casco ( $T_{T2}$ ), a região intermediária do casco ( $T_{T3}$ ) e o tampo superior com a região superior do casco ( $T_{T4}$ ). Para cada uma destas cinco regiões, correspondentes às medições de temperatura, esta é especificada através de uma função periódica, cujos coeficientes (dados de entrada do modelo) foram obtidos pela forma descrita anteriormente e estão resumidos na TABELA 5 da Seção 4.1.

#### 4.2.3 Carregamentos

O carregamento de **pressão interna** no tambor é especificado, de forma análoga às temperaturas, também por uma função periódica, cuja curva é representada na FIGURA 28, e obtida pelo procedimento descrito na Seção 4.1.

O **peso próprio** real do tambor de coque é modificado para que o modelo considere o efeito do peso do isolamento térmico, alterando-se a massa específica do material metálico. Esta massa específica equivalente  $\rho_e$ , proporcional às massas específicas dos materiais do casco do equipamento  $\rho_m$  e do isolamento térmico  $\rho_t$ , é dada por

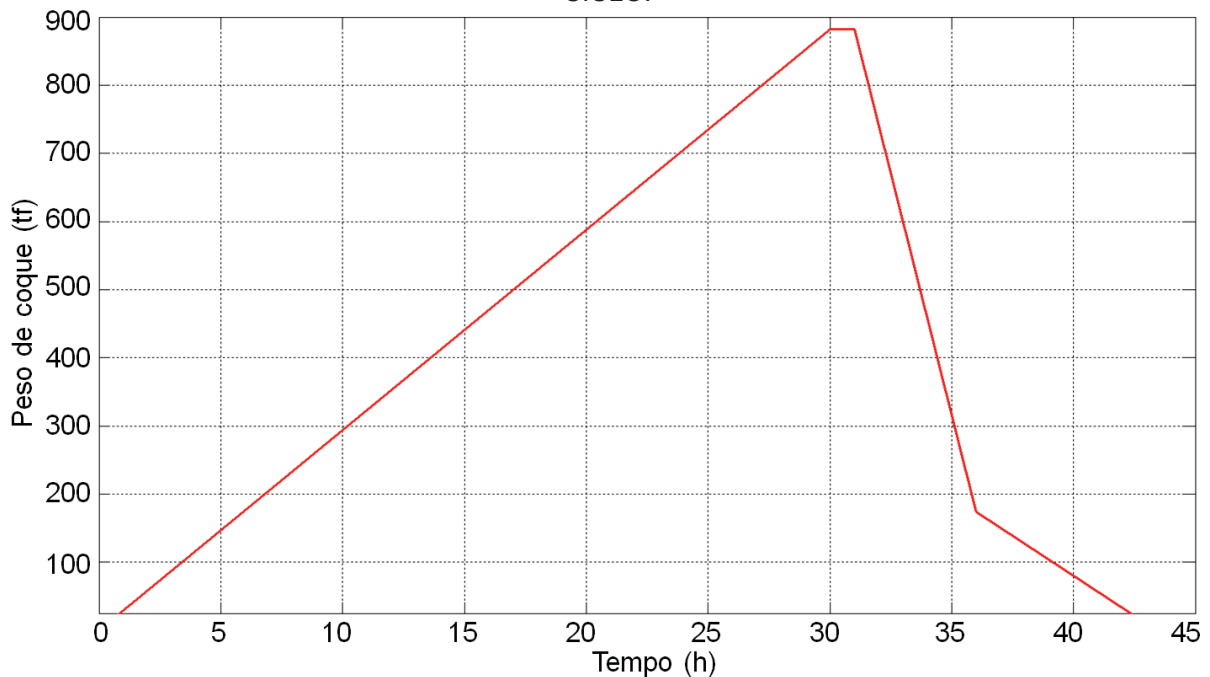
$$\rho_e = \rho_m + \frac{e_t(r_i + e_m + \frac{e_t}{2})}{e_m(r_i + \frac{e_m}{2})} \rho_t, \quad (9)$$

onde  $e_t$  e  $e_m$  são as espessuras do isolamento térmico e do casco, respectivamente, e  $r_i$  é o raio interno do tambor. Desta forma, em vez de se utilizar a massa específica real do casco  $\rho_m = 7750 \text{ kg/m}^3$ , devido à presença do isolamento térmico  $\rho_t = 176 \text{ kg/m}^3$ , é utilizada no modelo massa específica equivalente  $\rho_e = 8204 \text{ kg/m}^3$ , 5,9% maior.

O **peso de coque**, variável ao longo do tempo, é determinado através da densidade do produto e da variação do nível no interior do equipamento, resultando na curva apresentada na FIGURA 30.

Para a aplicação do carregamento de **pressão hidrostática da água de resfriamento**, é utilizada a curva de vazão da água de resfriamento em função do tempo, resultante de medições operacionais. Através desta curva, é possível identificar o instante em que se inicia o bombeamento e calcular aproximadamente o

FIGURA 30 - APROXIMAÇÃO DO PESO DE COQUE NO INTERIOR DO TAMBOR AO LONGO DO CICLO.



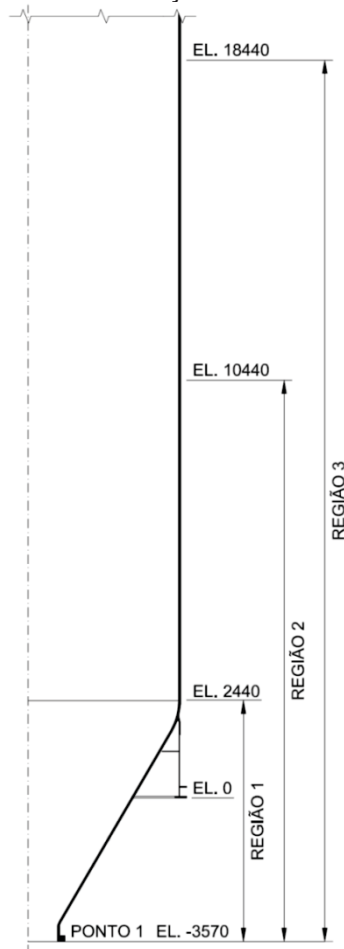
FONTE: o autor (2017).

volume de água injetada no tambor. Atráves destas informações, e do nível operacional máximo nominal de água de resfriamento no tambor, uma aproximação deste carregamento é realizada com a divisão do modelo em três regiões indicadas na FIGURA 31 (regiões 1, 2 e 3). Assim, é aplicada uma pressão hidrostática na região 1 ( $PH_1$ ) a partir do instante  $t = 31h$  (início do resfriamento com água) e até  $t = 31,3h$ . A variação desta pressão, ao longo do período do resfriamento com água, está indicada pela curva  $PH_1$  do gráfico da FIGURA 32 ( $PH_1 = PH_{tot}$  em  $t < 31,3h$ ). Todas as curvas de pressão desta figura são referentes ao ponto mais baixo do equipamento - ponto 1 (FIGURA 31).

As pressões nos demais pontos das regiões são determinadas pelo software de MEF. A partir do tempo  $t = 31,3h$ ,  $PH_1$  reduz linearmente até zero e a aplicação da pressão hidrostática na região 2 ( $PH_2$ ) tem início, de forma que, na região 1, a soma destas duas pressões ( $PH_{tot}$ ) é aproximadamente igual à pressão hidrostática real. O mesmo procedimento é adotado no intervalo  $32,4h < t < 33,6h$ , com  $PH_2$  e  $PH_3$ . Ao final, obtém-se  $PH_{tot}$  em todo o período de resfriamento e é esta pressão hidrostática a resultante aplicada no modelo, através da aplicação por regiões das suas parcelas ( $PH_1$ ,  $PH_2$ , e  $PH_3$ ).

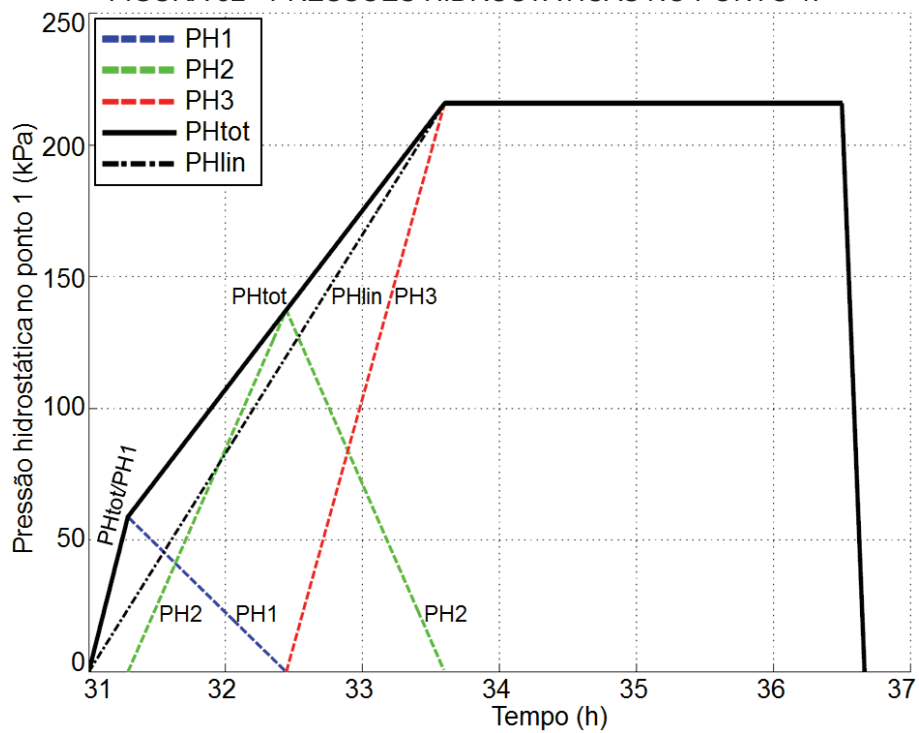
Caso a elevação do nível de água de resfriamento dentro do tambor fosse linear em relação ao tempo, a velocidade média desta elevação seria dada por

FIGURA 31 - AS TRÊS REGIÕES DE APLICAÇÃO DA PRESSÃO HIDROSTÁTICA DA ÁGUA.



FONTE: o autor (2017).

FIGURA 32 - PRESSÕES HIDROSTÁTICAS NO PONTO 1.



FONTE: o autor (2017).

$$v_{na} = \frac{\Delta H}{\Delta t_r} = \frac{22m}{2,6h} = \frac{8,461m}{h} = \frac{141mm}{min}, \quad (10)$$

onde  $\Delta H$  é o nível máximo da água em relação ao ponto 1 (FIGURA 31) e  $\Delta t_r$  é o tempo total de resfriamento. Neste caso, a variação de pressão no ponto 1 é dada por

$$PH_{lin} = \rho_a g (v_{na} (t - 31h)), \quad (11)$$

onde  $\rho_a$  é a massa específica da água e  $g$ , a aceleração da gravidade. A curva de  $PH_{lin}$  está plotada na FIGURA 32, para comparação. Tendo em vista que a elevação do nível de água no tambor não ocorre com velocidade linear, é esperada a diferença ( $PH_{tot} - PH_{lin}$ ) na fase inicial do ciclo.

### 4.3 CÁLCULO DE VIDA EM FADIGA

A corrente Seção detalha o cálculo de vida em fadiga do equipamento, realizado conforme o código *ASME Section VIII Division 2 Part 5* (2007), anexo 5.B, Seção 5.B.5. Neste cálculo, são identificados os instantes de tempo em que ocorrem, em determinado ponto do equipamento, o primeiro pico (ou vale) e o vale (ou pico) seguinte das componentes de tensão,  $t_m$  e  $t_n$ , respectivamente.

Em seguida, os tensores de tensões neste ponto nos instantes  $t_m$  e  $t_n$  ( ${}^m\sigma_{ij}$  e  ${}^n\sigma_{ij}$ , respectivamente, para  $i, j = 1:3$ ) são obtidos (da análise via MEF, no caso deste estudo) e utilizados para o cálculo da variação de tensão de cada componente  $\Delta\sigma_{ij}$ , dada por

$$\Delta\sigma_{ij} = {}^m\sigma_{ij} - {}^n\sigma_{ij}. \quad (12)$$

A variação da tensão equivalente de von Mises é dada por (*ASME Section VIII Division 2 Part 5*, 2007)

$$\Delta\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\Delta\sigma_{11} - \Delta\sigma_{22})^2 + (\Delta\sigma_{11} - \Delta\sigma_{33})^2 + (\Delta\sigma_{22} - \Delta\sigma_{33})^2 + 6(\Delta\sigma_{12}^2 + \Delta\sigma_{23}^2 + \Delta\sigma_{31}^2)]^{0,5}, \quad (13)$$

e a tensão alternada  $\sigma_a$ , por

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma_{eq}}{2}. \quad (14)$$

No caso de um modelo plano axissimétrico, tem-se

$$m\sigma_{13} = m\sigma_{23} = n\sigma_{13} = n\sigma_{23} = 0. \quad (15)$$

Portanto,

$$\Delta\sigma_{13} = \Delta\sigma_{23} = 0. \quad (16)$$

Assim, utilizando a equação (16) na equação (13), tem-se:

$$\Delta\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\Delta\sigma_{11} - \Delta\sigma_{22})^2 + (\Delta\sigma_{11} - \Delta\sigma_{33})^2 + (\Delta\sigma_{22} - \Delta\sigma_{33})^2 + 6\Delta\sigma_{12}^2]^{0,5}. \quad (17)$$

Os coeficientes  $C_i$  (para  $i = 1:11$ ) da curva de fadiga ajustada para o máximo efeito possível da tensão média, obtidos de *ASME Section VIII Division 2 Part 5*, (2007), anexo 3.F, estão indicados na TABELA 8.

TABELA 8 - COEFICIENTES DA CURVA DE FADIGA.<sup>1</sup>

	$48 \leq \sigma_a < 214 \text{ MPa}$	$214 \leq \sigma_a \leq 3999 \text{ MPa}$
$C_1$	2,254510	7,999502
$C_2$	$-4,642236 \cdot 10^{-1}$	$5,832491 \cdot 10^{-2}$
$C_3$	$-8,312745 \cdot 10^{-1}$	$1,500851 \cdot 10^{-1}$
$C_4$	$8,634660 \cdot 10^{-2}$	$1,273659 \cdot 10^{-4}$
$C_5$	$2,020834 \cdot 10^{-1}$	$-5,263661 \cdot 10^{-5}$
$C_6$	$-6,940535 \cdot 10^{-3}$	0
$C_7$	$-2,079726 \cdot 10^{-2}$	0
$C_8$	$2,010235 \cdot 10^{-4}$	0
$C_9$	$7,137717 \cdot 10^{-4}$	0
$C_{10}$	0	0
$C_{11}$	0	0

FONTE: *ASME Section VIII Division 2 Part 3 Annex 3.F Table 3.F.1* (2007)

Nota 1. O módulo de elasticidade utilizado na obtenção desta curva de fadiga é  $E_{FC} = 195 \text{ GPa}$ .

Ainda de acordo com o *ASME Section VIII Division 2 Part 5* (2007), o número de ciclos de projeto  $N$  é

$$N = 10^X \left( \frac{E_T}{E_{FC}} \right), \quad (18)$$

onde

$$X = \frac{C_1 + C_3 \left( \frac{\sigma_a}{C_{us}} \right) + C_5 \left( \frac{\sigma_a}{C_{us}} \right)^2 + C_7 \left( \frac{\sigma_a}{C_{us}} \right)^3 + C_9 \left( \frac{\sigma_a}{C_{us}} \right)^4 + C_{11} \left( \frac{\sigma_a}{C_{us}} \right)^5}{1 + C_2 \left( \frac{\sigma_a}{C_{us}} \right) + C_4 \left( \frac{\sigma_a}{C_{us}} \right)^2 + C_6 \left( \frac{\sigma_a}{C_{us}} \right)^3 + C_8 \left( \frac{\sigma_a}{C_{us}} \right)^4 + C_{10} \left( \frac{\sigma_a}{C_{us}} \right)^5}, \quad (19)$$

$E_T$  é o módulo de elasticidade do material à temperatura média, obtido de *ASME Section II Part D* (2013),  $E_{FC}$  é o módulo de elasticidade utilizado na obtenção da curva de fadiga e  $C_{us} = 6,894757$  (fator de conversão para que  $\sigma_a$  seja utilizada em MPa nesta equação e  $X$  resulte adimensional).

## 5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

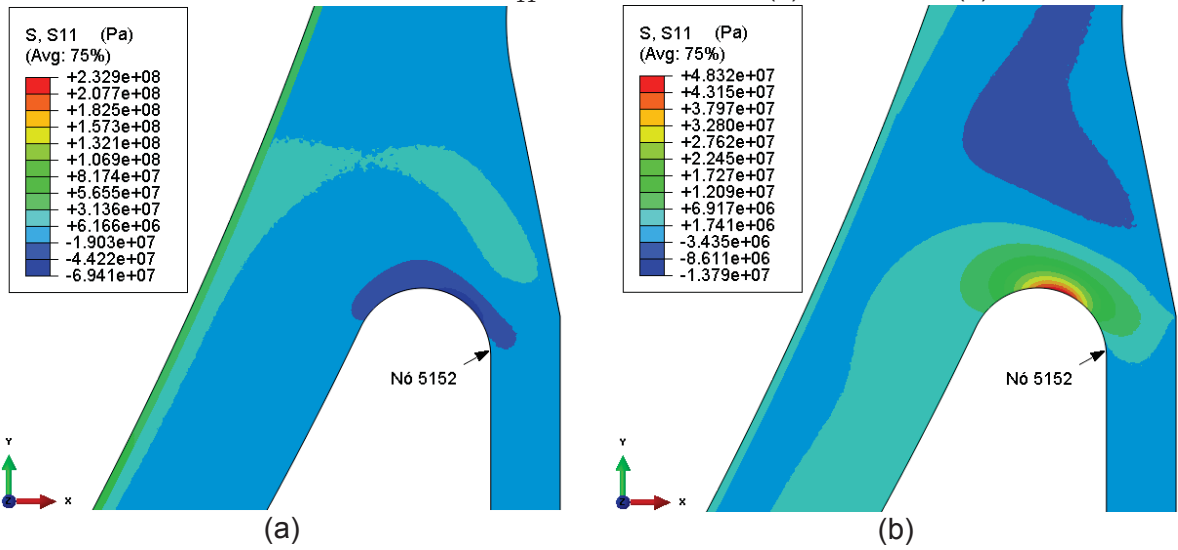
Neste Capítulo, são apresentados os resultados obtidos a partir de todas as análises numéricas realizadas neste trabalho. Na Seção 5.1, constam os resultados da configuração de referência (denotada CR). Esta configuração é definida como aquela em que os parâmetros de processo são os valores médios obtidos em medições experimentais. Assim, nessa CR, o cálculo de vida em fadiga do tambor de coque é realizado a partir de todos os parâmetros reais e procedimentos detalhados até aqui. Na Seção 5.2, são apresentados os resultados obtidos a partir de modificações na CR, alterando parâmetros em configurações teóricas ou em modelos que utilizam dados experimentais de outros ciclos com características diferentes. Estas são denominadas configurações modificadas (CM).

### 5.1 RESULTADOS - CONFIGURAÇÃO DE REFERÊNCIA

Através da metodologia descrita no Capítulo 4, obtêm-se os resultados da CR descritos a seguir. Nas FIGURAS 33 a 37, estão apresentados os campos de tensões de  $\sigma_{11}$ ,  $\sigma_{22}$ ,  $\sigma_{33}$  e  $\sigma_{12}$  e da tensão equivalente de von Mises  $\sigma_{eq}$ , respectivamente, na região da ligação saia-casco e nos instantes de tempo  $t_m$  e  $t_n$ , ou seja, aqueles em que ocorrem o maior pico e o menor vale entre as componentes de tensão. Esses valores extremos ocorrem no nó 5152. A localização deste nó está indicada em todas estas figuras. A escolha deste é realizada pela análise dos campos de tensão equivalente de von Mises, e pela identificação do nó que possui a maior diferença entre o máximo global e mínimo global da componente de tensão predominante, que neste caso é  $\sigma_{22}$ . Na CR, os instantes em que ocorrem o maior pico e o menor vale citados são em  $t = 24,9 h$  e  $t = 37,5 h$  (linhas verticais tracejadas na FIGURA 38). Esses instantes correspondem ao final do enchimento e ao final do resfriamento com água, respectivamente.

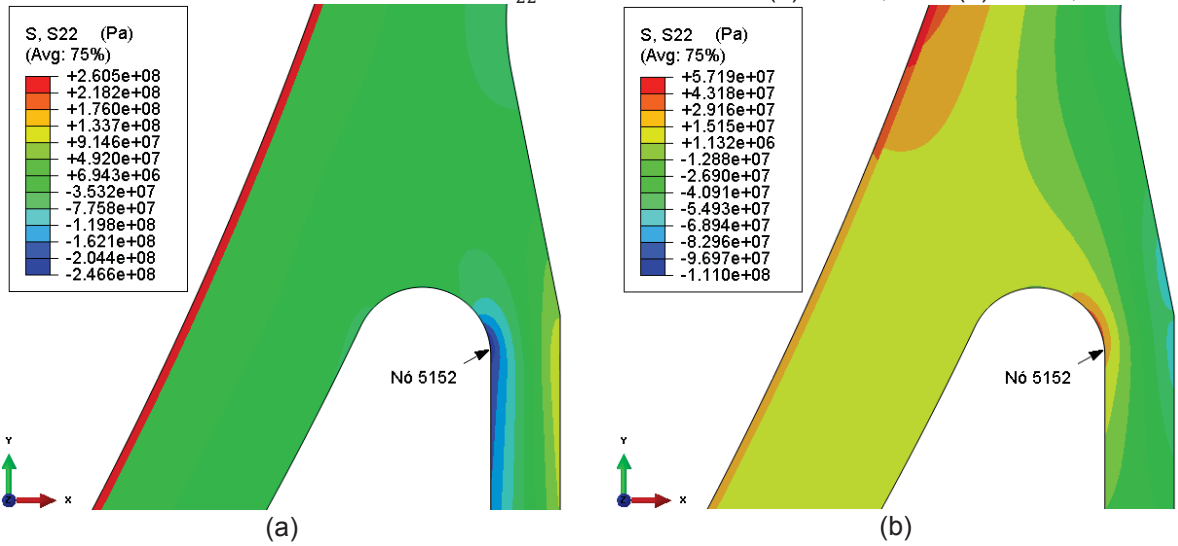
O gráfico visualizado na FIGURA 38 apresenta a tensão equivalente de von Mises e todas as componentes de tensão não nulas atuantes no nó 5152 ao longo do ciclo. A TABELA 9 apresenta as tensões (nó 5152), cujos históricos são

FIGURA 33 - CAMPOS DE TENSÃO  $\sigma_{11}$  NOS INSTANTES (a)  $t = 24,9 h$  E (b)  $t = 37,5 h$ .



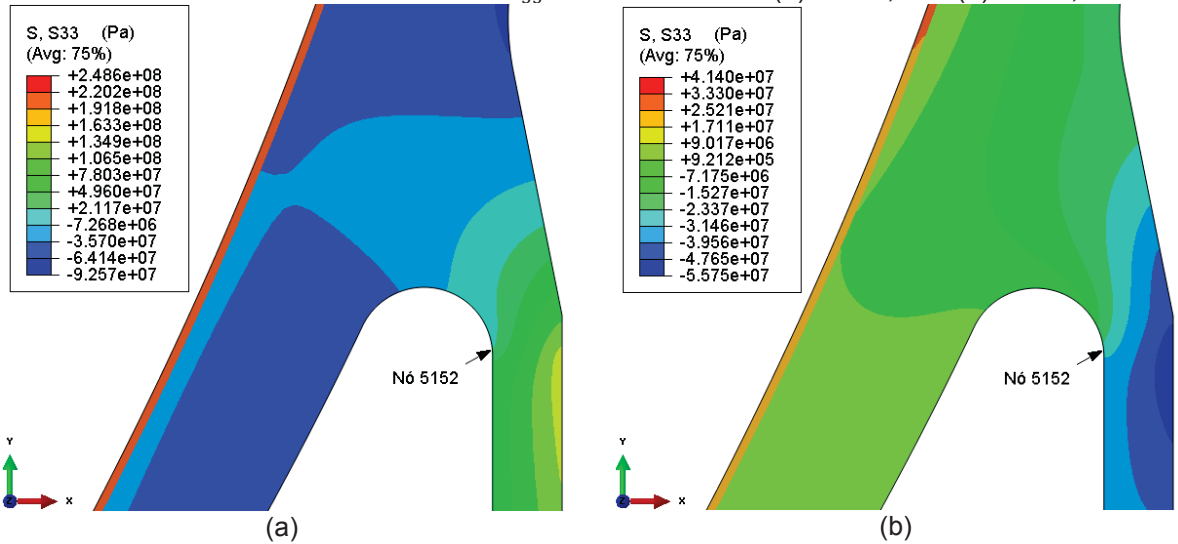
FONTE: o autor (2017).

FIGURA 34 - CAMPOS DE TENSÃO  $\sigma_{22}$  NOS INSTANTES (a)  $t = 24,9 h$  E (b)  $t = 37,5 h$ .



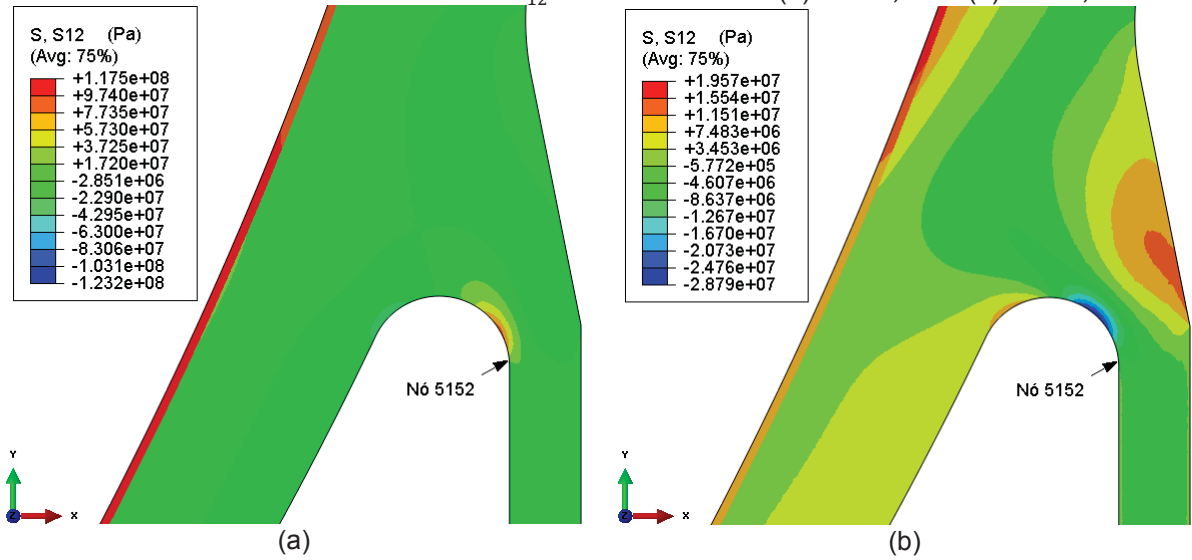
FONTE: o autor (2017).

FIGURA 35 - CAMPOS DE TENSÃO  $\sigma_{33}$  NOS INSTANTES (a)  $t = 24,9h$  E (b)  $t = 37,5h$ .



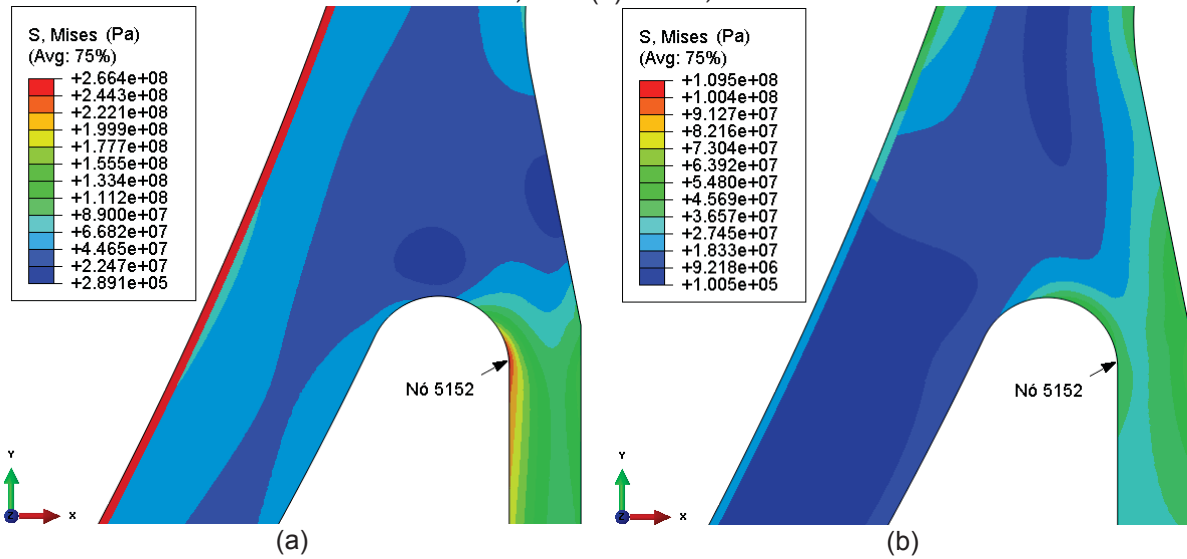
FONTE: o autor (2017).

FIGURA 36 - CAMPOS DE TENSÃO  $\sigma_{12}$  NOS INSTANTES (a)  $t = 24,9 h$  E (b)  $t = 37,5 h$ .



FONTE: o autor (2017).

FIGURA 37 - CAMPOS DE TENSÃO EQUIVALENTE DE VON MISES  $\sigma_{eq}$  NOS INSTANTES (a)  $t = 24,9 h$  E (b)  $t = 37,5 h$ .



FONTE: o autor (2017).

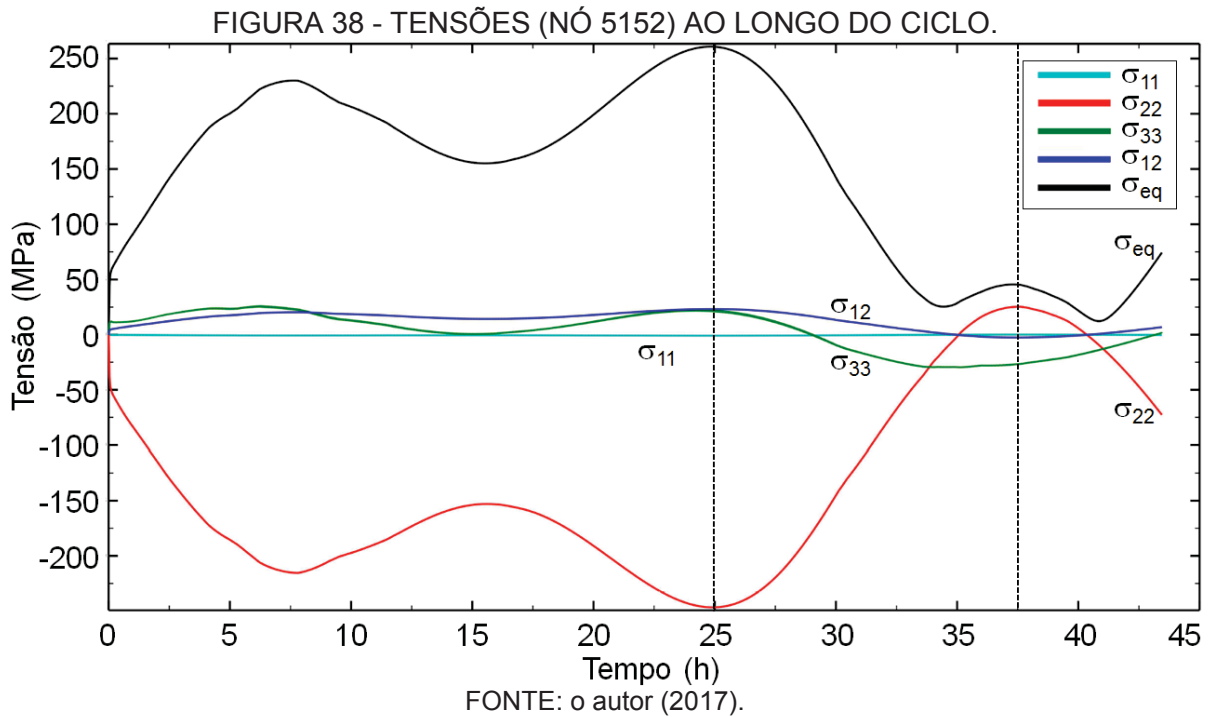
mostrados na FIGURA 38, nos instantes de tempo em que ocorrem os valores mínimos e máximos globais de  $\sigma_{22}$ .

TABELA 9 - TENSÕES (NÓ 5152) EM  $t_m$  E  $t_n$ .

Instante	$m_{\sigma_{11}}$	$n_{\sigma_{11}}$	$m_{\sigma_{22}}$	$n_{\sigma_{22}}$	$m_{\sigma_{33}}$	$n_{\sigma_{33}}$	$m_{\sigma_{12}}$	$n_{\sigma_{12}}$
h	MPa							
$t_m = 24,9$	-0,91	-	-246,6	-	20,6	-	23,2	-
$t_n = 37,5$	-	0,02	-	25,3	-	-26,4	-	-2,6

FONTE: o autor (2017).

Com esses valores, é possível o cálculo de vida em fadiga do tambor de coque através do procedimento descrito na Seção 4.3 deste texto. Os parâmetros e resultados deste cálculo são apresentados na TABELA 10.



Nesse caso, o tambor de coque em estudo, cujas condições operacionais foram simuladas via MEF, conforme descrito na Seção 4.2, possui uma vida em fadiga de 294 anos. Este resultado é obtido através da multiplicação do número de ciclos de projeto ( $N$ ) pela duração média dos ciclos (43,44 h).

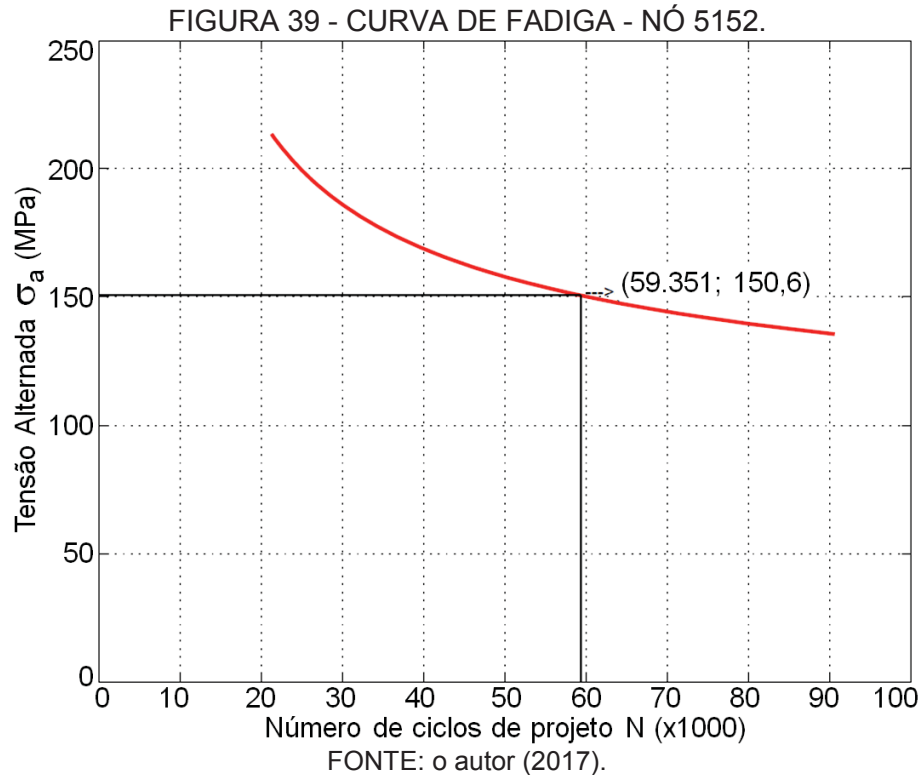
TABELA 10 - PARÂMETROS DO CÁLCULO DE VIDA EM FADIGA DO TAMBOR DE COQUE.

$\Delta\sigma_{11}$ (MPa)	$\Delta\sigma_{22}$ (MPa)	$\Delta\sigma_{33}$ (MPa)	$\Delta\sigma_{12}$ (MPa)	$\Delta\sigma_{eq}$ (MPa)	$\sigma_a$ (MPa)	$T_{méd}$ (°C)	$E_T$ (GPa)	$N$ (-)	$2L$ (h)	Vida (anos)
-0,927	-271,9	47,0	25,8	301,2	150,6	253,8 <sup>1</sup>	189,7	59.351	43,44	294

Fonte: o autor (2017).

Nota 1.  $T_{méd}$  no nó 5152 é calculada pela média entre as temperaturas médias dos termopares em T1 e T2.

A curva de fadiga, para o ponto da saia do tambor de coque, referente ao nó 5152, com destaque para o ponto ( $N, \sigma_a$ ) obtido na CR, está apresentada na FIGURA 39.



## 5.2 RESULTADOS - CONFIGURAÇÕES MODIFICADAS

Através da CR, é calculada, na Seção 5.1, uma vida em fadiga do tambor de coque, com relação ao ponto representado pelo nó 5152 da malha de elementos finitos, isto é, o ponto interno superior da saia, a partir das medições de temperaturas durante cinco ciclos reais<sup>14</sup>, representadas e aproximadas por SF. Diversos fatores podem ter levado a uma vida em fadiga muito superior (na CR) à vida calculada no projeto do equipamento. Podem-se citar: a utilização de temperaturas homogêneas em regiões relativamente grandes do modelo, a utilização de SF com cinco coeficientes tornando as curvas das temperaturas suaves, a utilização de cinco ciclos consecutivos no processo de otimização fazendo possivelmente com que as SF's obtidas representem médias de cinco ciclos para cada posição individualmente (principalmente T1 e T2) e a utilização como referência de ciclos reais pouco severos.

<sup>14</sup> As medições de temperaturas durante cinco ciclos são para os termopares de T1, T2, T3 e T4. Para as temperaturas em T0, ver Seção 4.1.

As características dos ciclos reais podem sofrer variações de forma a resultar em diferentes curvas de temperaturas atuantes no equipamento. Por exemplo, conforme se vê na FIGURA 24, no primeiro ciclo da série a temperatura de *switch* em T2 é aproximadamente 275°C, e no quarto ciclo, cerca de 250°C. Este parâmetro operacional possui uma significativa influência sobre as tensões atuantes no equipamento e, conseqüentemente, sobre a vida em fadiga do equipamento.

Além deste parâmetro operacional, a eficiência da transferência de calor entre o tampo e a saia, o que pode ser verificado através do gradiente de temperaturas entre estas duas regiões, também influencia a vida em fadiga dos tambores. Assim, diversas análises podem ser realizadas de forma que se verifique a influência destes diferentes parâmetros.

### 5.2.1 Descrição das configurações modificadas

Nesta Seção, são descritas as configurações modificadas (CM), principalmente as características que as distinguem da CR e entre si.

São elaboradas oito configurações modificadas, através de alterações da CR, com o objetivo de avaliar individualmente a influência de parâmetros térmicos e operacionais sobre a vida em fadiga do tambor de coque. Algumas destas alterações são teóricas e outras experimentais. As alterações realizadas na CR para criar as CM's, bem como os equacionamentos do modelo necessários para simular estas alterações estão resumidos na TABELA 11 e são descritos detalhadamente a seguir.

As CM1 e CM2 têm por objetivo avaliar o mesmo parâmetro: a duração do ciclo completo do tambor de coque, denotado pelo período  $2L$ . Na CM1, o período é 10% menor em relação ao da CR, e na CM2, 20%. Para que esta condição seja efetivada no modelo, o carregamento de pressão interna e as condições de contorno de temperatura em todos os pontos, os quais são todos equacionados por SF's, têm a sua frequência angular da SF ( $\omega$ ) aumentada de 11% e 25% nas CM1 e CM2, respectivamente ( $1/0,9 = 1,11$  e  $1/0,8 = 1,25$ ). Os coeficientes das SF's que representam a pressão interna e as temperaturas ( $a_0, a_1, a_2, b_1$  e  $b_2$ ) não sofrem alterações. Portanto, trata-se de uma configuração teórica e não conservadora, uma

TABELA 11 - DESCRIÇÃO E EQUACIONAMENTO DAS CONFIGURAÇÕES MODIFICADAS.

Configuração	Modificação em relação à CR	Parâmetros da CR e equacionamento das alterações nas CM's <sup>Nota 1</sup>
CR	-	$2L = 43,44h$ ( $\omega = 4,0175 \cdot 10^{-5} rad/s$ ) $T_s = 255^\circ C$ <sup>Nota 2</sup> Coeficientes da SF indicados na TABELA 5.
CM1	2L 10% menor.	$(2L)_{CM1} = 0,9 \cdot (2L)_{CR}$ ( $\omega_{CM1} = 1,11 \cdot \omega_{CR}$ )
CM2	2L 20% menor.	$(2L)_{CM2} = 0,8 \cdot (2L)_{CR}$ ( $\omega_{CM2} = 1,25 \cdot \omega_{CR}$ )
CM3	$T_{T0}$ 20% menor.	$[a_0 \ a_1 \ a_2 \ b_1 \ b_2]_{CM3}^T = 0,8 \cdot [a_0 \ a_1 \ a_2 \ b_1 \ b_2]_{CR}^T$ (coeficientes da SF de $T_{T0}$ )
CM4	$T_{T0}$ 20% maior.	$[a_0 \ a_1 \ a_2 \ b_1 \ b_2]_{CM4}^T = 0,8 \cdot [a_0 \ a_1 \ a_2 \ b_1 \ b_2]_{CR}^T$ (coeficientes da SF de $T_{T0}$ )
CM5	$T_{T0}$ é a média entre $T_{T0}$ e $T_{T1}$ da CR. <sup>Nota 3</sup>	$(T_{T0})_{CM5} = \frac{(T_{T0})_{CR} + (T_{T1})_{CR}}{2}$
CM6	$T_{T0}$ e $T_{T1}$ 20% menores.	$[a_0 \ a_1 \ a_2 \ b_1 \ b_2]_{CM6}^T = 1,2 \cdot [a_0 \ a_1 \ a_2 \ b_1 \ b_2]_{CR}^T$ (coeficientes das SF's de $T_{T0}$ e $T_{T1}$ )
CM7	Ciclo com $T_s$ menor. <sup>Nota 2</sup>	$(T_s)_{CM7} = 236^\circ C$ <sup>Nota 2</sup> $[a_0 \ a_1 \ a_2 \ b_1 \ b_2]_{CM7}^T = [415,4 \ -167,5 \ -28,5 \ 40,7 \ 29,8]^T$ (coeficientes da SF de $T_{T1}$ ) $[a_0 \ a_1 \ a_2 \ b_1 \ b_2]_{CM7}^T = [418,1 \ -176,7 \ -23,1 \ 71,5 \ 38,5]^T$ (coeficientes da SF de $T_{T2}$ )
CM8	Ciclo com $T_s$ menor. <sup>Nota 2</sup>	$(2L)_{CM8} = 44,56h$ ( $(\omega)_{CM8} = 3,9166 \cdot 10^{-5} rad/s$ ) $(T_s)_{CM8} = 211^\circ C$ <sup>Nota 2</sup> (coeficientes das SF's em $T_{T1}$ , $T_{T2}$ , $T_{T3}$ e $T_{T4}$ indicados no APÊNDICE 3)

FONTE: o autor (2017).

Nota 1. Os carregamentos e condições de contorno das CM's que não possuem alterações em relação à CR não são citados nesta tabela. Nota 2. São utilizadas como referência para a temperatura de *switch* ( $T_s$ ) as medições em T2. Nota 3. Em outros termos, este equacionamento resulta em  $(T_{T1} - T_{T0})_{CM5} = (T_{T1} - T_{T0})_{CR} / 2$ , ou seja, a diferença  $T_{T1} - T_{T0}$  na CM5 é reduzida à metade.

vez que: a) os ajustes nas variáveis operacionais necessários para a redução da duração do ciclo não são considerados nestas configurações, b) todas as curvas das temperaturas mantêm seu aspecto original (CR) e sofrem uma constrição proporcional no eixo das abscissas (tempo), de forma que as relações entre as temperaturas não se alteram. Em outras palavras, a influência que um eventual aumento nas taxas de aquecimento e resfriamento e a consequente mudança nas condições de transferência de calor e na diferença de temperatura entre a saia e o tampo não são consideradas nestas análises.

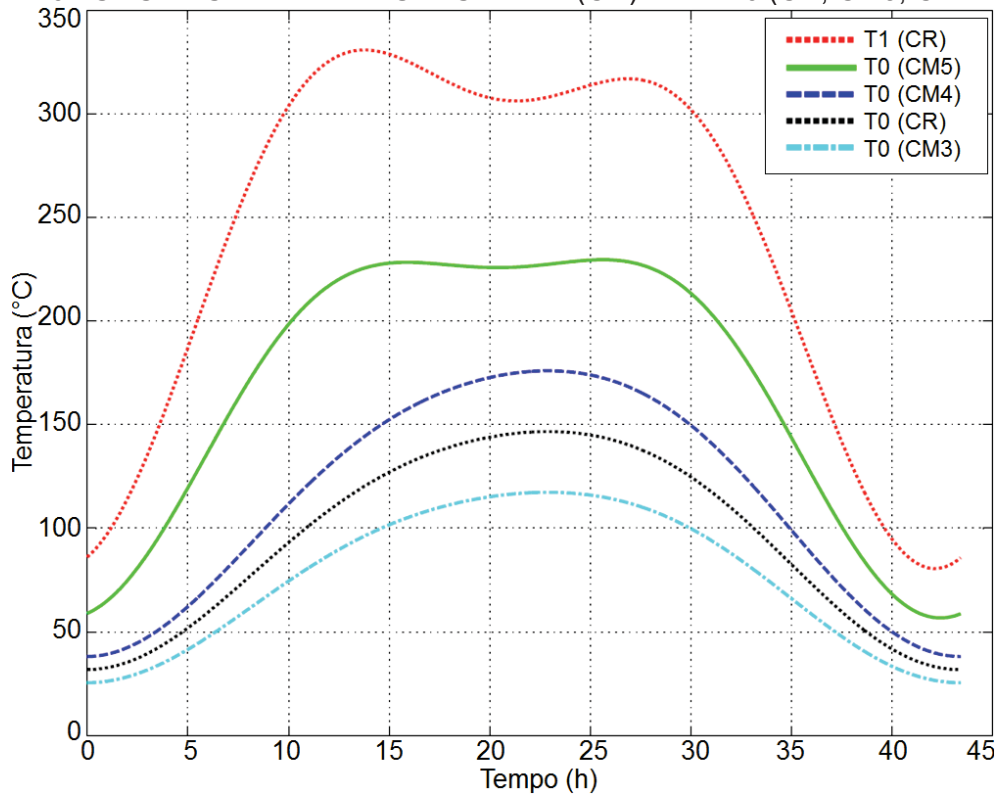
O ponto de medição de temperatura  $T_0$ , conforme descrito na Seção 3.2, localiza-se na elevação 840 mm em relação ao apoio do equipamento. A saia possui uma altura de aproximadamente 1910 mm e, portanto, o ponto  $T_0$  está localizado

aproximadamente a meia altura da saia. As medições de temperatura em T0 são importantes para que seja melhor representado o gradiente axial de temperaturas na saia no modelo numérico. Nas fases em que o interior do equipamento possui temperaturas elevadas, ocorre fluxo de calor do tampo do equipamento para a saia, e o calor é perdido para o ambiente, embora a saia possua isolamento térmico. Na fase de resfriamento, a direção deste fluxo se inverte devido à entrada da água de resfriamento no vaso e, por um curto período, as temperaturas em T2 ficam menores que aquelas em T1 e, por um período mais curto, menores que as temperaturas em T0. Feitas estas considerações, podem-se descrever as CM3 e CM4. Estas configurações têm como objetivo avaliar condições que, embora sejam teóricas, podem representar situações reais em que o isolamento térmico na saia seja menos (CM3) ou mais (CM4) efetivo. Dessa forma, na CM3, a perda de calor para o ambiente seria maior, o gradiente axial de temperatura na saia seria maior e as temperaturas observadas em T0 menores. Situação inversa ocorre na CM4. Assim, obtém-se a CM3 com temperaturas em T0 20% menores que as da CR, e a CM4 com temperaturas em T0 20% maiores. Para a implementação no modelo de elementos finitos, é suficiente multiplicar por 0,8 (na CM3) e 1,2 (na CM4), os cinco coeficientes das SF's que representam as temperaturas em T0 (ver TABELA 11). Os demais parâmetros, incluindo a frequência angular das SF's, não são modificados.

A CM5 é similar à CM3, porém, as temperaturas em T0 são maiores em relação às da CR ao longo da maior parte do ciclo e menores no final do resfriamento. Ou seja, esta configuração visa analisar a influência sobre a vida em fadiga do equipamento de um isolamento térmico mais efetivo sobre a saia e uma transferência térmica mais eficaz entre o cone e a saia. Trata-se de uma análise teórica que se aproxima melhor, comparada às CM3 e CM4, de uma eventual situação real. Isso, porque em vez de utilizar um fator de redução sobre os coeficientes da SF das temperaturas em T0, calculam-se as novas temperaturas neste ponto como a média das temperaturas em T0 e T1 da CR. Este equacionamento está explicitado na TABELA 11.

Para uma visualização gráfica das alterações nas temperaturas em T0 efetuadas pelas CM3, CM4 e CM5, a FIGURA 40 apresenta as curvas das SF's destas temperaturas, bem como a curva de temperaturas no termopar de T1 na CR, para comparação. Observa-se que as temperaturas em T1 nas CM3, CM4 e CM5 são iguais às da CR.

FIGURA 40 - SF'S DAS TEMPERATURAS EM T1 (CR) E EM T0 (CR, CM3, CM4 E CM5).



FONTE: o autor (2017).

A CM6 é similar à CM3, porém, simula um gradiente mais pronunciado na região superior da saia em relação ao tempo, através de temperaturas 20% menores tanto no ponto T0 quanto em T1.

Ambas as CM7 e CM8 têm como objetivo avaliar a influência da temperatura de *switch* ( $T_s$ ) medida em T2 sobre a vida em fadiga do equipamento, a partir de novos dados experimentais. A principal diferença entre as duas configurações é o valor da temperatura de *switch*, de cerca de 236°C na CM7 e 211°C na CM8, ambas menores que 255°C na CR (ver TABELA 11)<sup>15</sup>. A obtenção dos dados experimentais também possui especificidades que justificam uma descrição detalhada.

Na CM7, são apenas diferentes da CR as SF's das temperaturas em T1 ( $T_{T1}$ ) e em T2 ( $T_{T2}$ ). Esta aproximação foi adotada por dois motivos: a) aproveitamento de dados experimentais já coletados e b) pelo fato de o conhecido ponto crítico de referência utilizado no cálculo da vida em fadiga estar localizado na região superior da saia. Esta posição fica entre os pontos T1 e T2, e as condições de contorno de temperaturas, definidas pelas SF's, são aplicadas homogeneamente

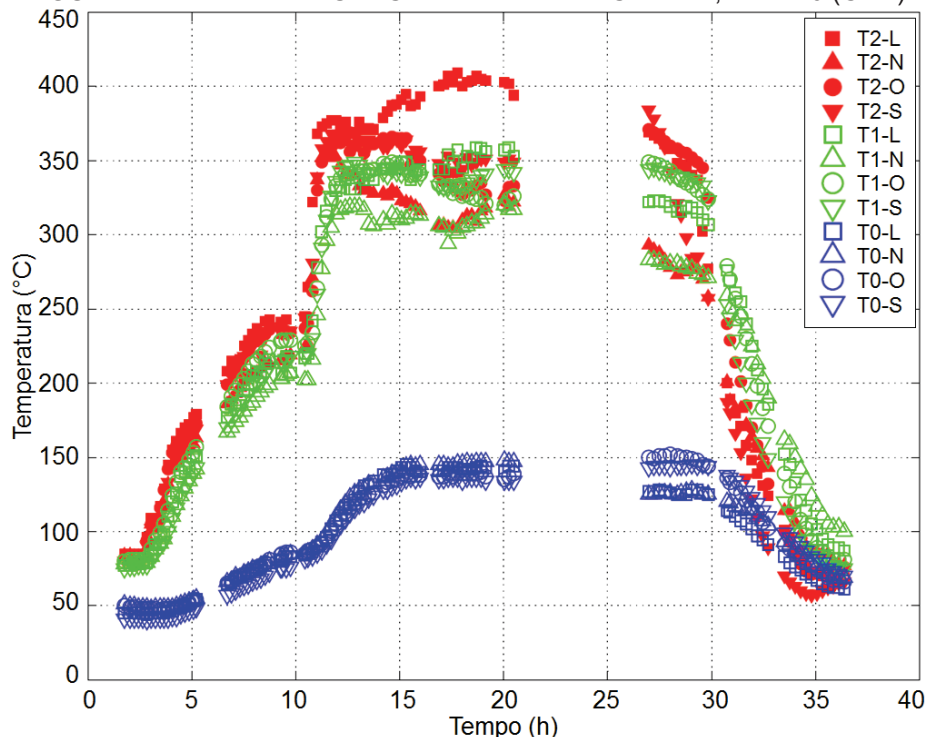
<sup>15</sup> A temperatura de *switch* é calculada como a média entre as quatro medições (N, S, L, O) existentes em T2, e no caso da CR, que possui como referência experimental cinco ciclos operacionais, também é calculada a média entre os valores de cada ciclo.

em regiões relativamente grandes do equipamento. Com isso, o erro nesta CM7 referente às temperaturas em T3 e T4 não tem influência sobre as tensões térmicas no nó 5152. As novas temperaturas experimentais em T1 e T2 (termopares fixos) foram coletadas apenas nos instantes coincidentes àqueles em que foram realizadas medições em T0 (termopar portátil - ver procedimento descrito na Seção 4.1).

A FIGURA 41 apresenta os dados experimentais das temperaturas em T0, T1 e T2. Uma breve observação destas curvas possibilita a visualização de alguns fenômenos:

- a inércia térmica da região intermediária da saia (T0) na fase de preaquecimento e início do enchimento;
- a grande diferença de temperaturas entre a região superior da saia (T1) e a intermediária (T0) de cerca de  $175^{\circ}\text{C}$  durante o enchimento;
- o período em que as temperaturas em T2 são menores que as em T1 (durante todo o resfriamento) e menores que as em T0 (no final do resfriamento).

FIGURA 41 - TEMPERATURAS EXPERIMENTAIS EM T2, T1 E T0 (CM7).



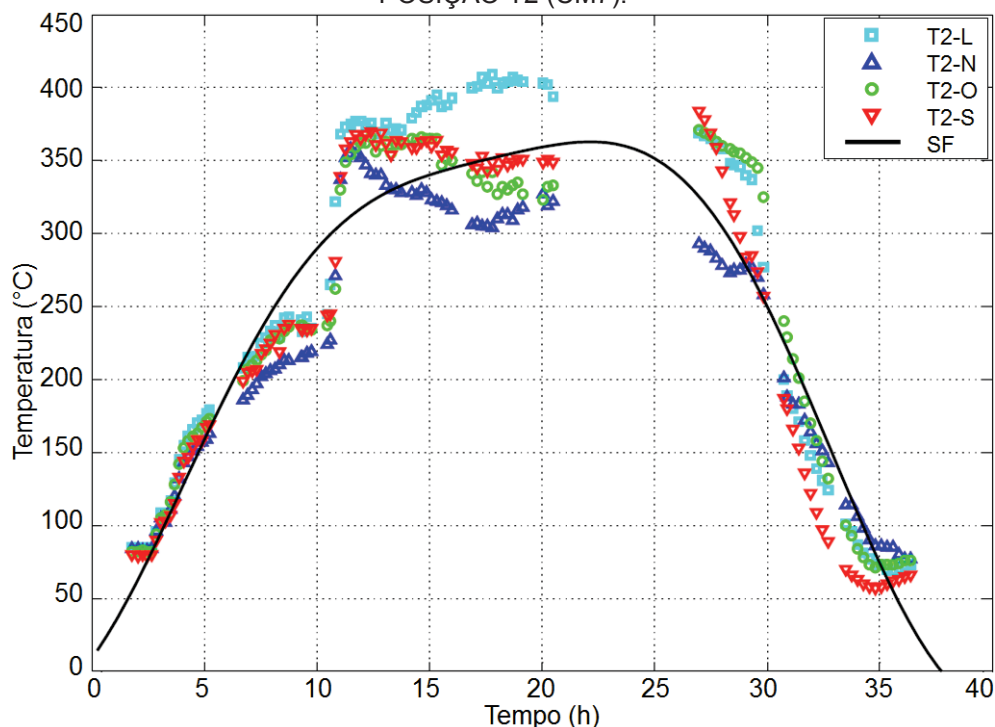
FONTE: o autor (2017).

Desta forma, as diferenças entre as SF's que representam as temperaturas

em T1 e T2 obtidas na CM7 e a SF de T0, estão mais próximas das diferenças reais, quando se compara às outras CM's, uma vez que as medições são simultâneas. Portanto, além de possuir esta condição diferenciada, a CM7 pode indicar a influência da temperatura de *switch*, uma vez que esta (236°C), como se pode observar de forma aproximada na FIGURA 41, é menor que a da CR (255°C).

As FIGURAS 42 e 43 apresentam as temperaturas experimentais e as curvas das SF's obtidas através do processo de otimização (descrito na Seção 4.1), referentes às medições em T2 e T1, respectivamente. São observados nestes gráficos os períodos durante os quais não foram realizadas medições em T0 e, por consequência, não foram coletadas medições em T1 e T2. Estes períodos compreendem o final do enchimento e o descoqueamento e, por não apresentarem grandes variações de temperatura, a ausência de dados experimentais nestes períodos não causa grande distorção na SF gerada.

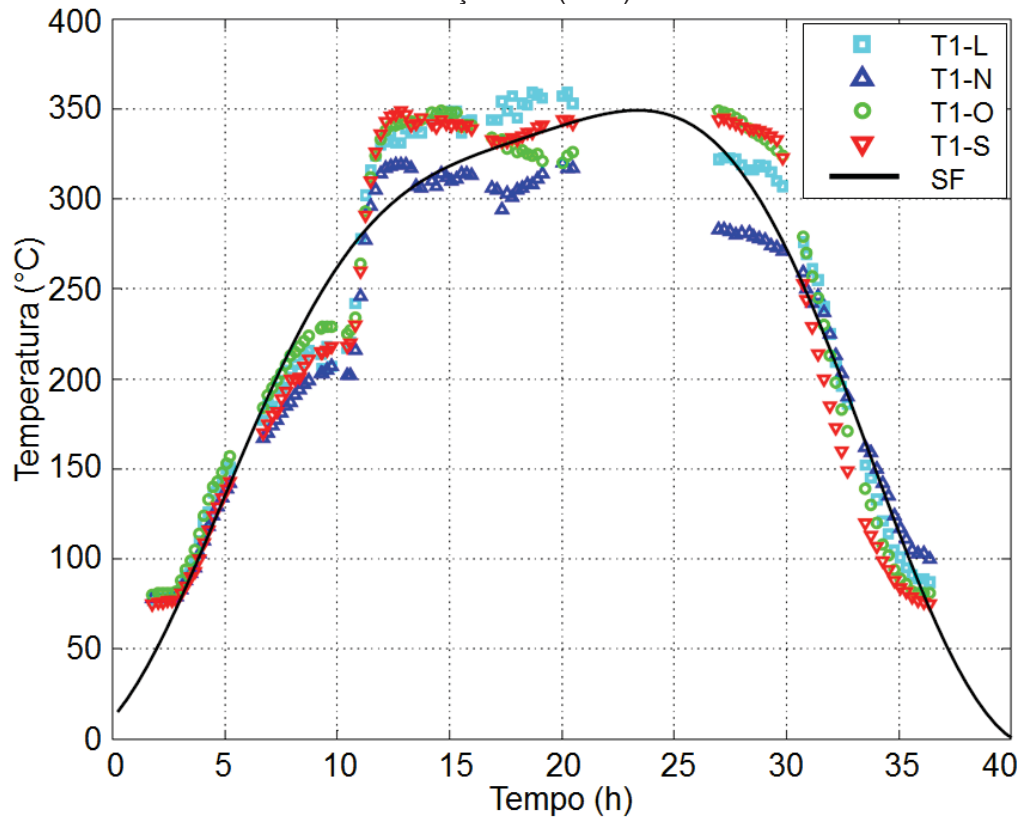
FIGURA 42 - TEMPERATURAS EXPERIMENTAIS E APROXIMAÇÃO POR SF - TERMOPARES POSIÇÃO T2 (CM7).



FONTE: o autor (2017).

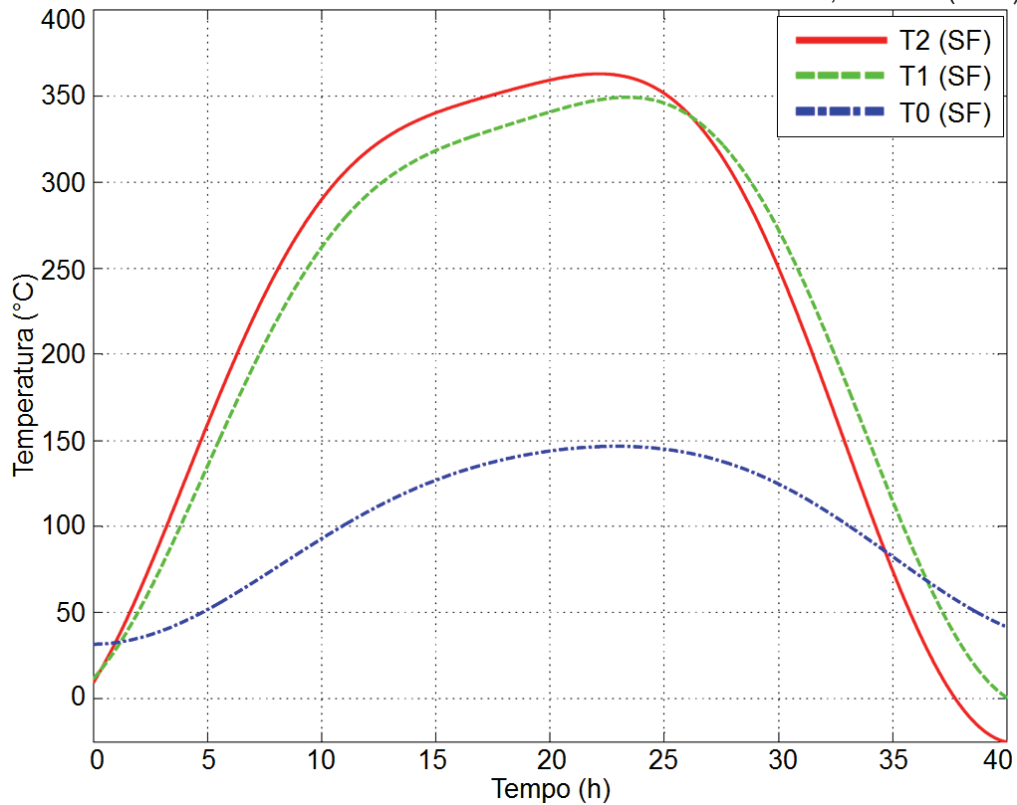
No gráfico da FIGURA 44, são apresentadas as curvas das SF's referentes às temperaturas em T0, T1 e T2 da CM7. Vê-se que os valores das temperaturas em T1 e T2 durante o descoqueamento são menores que os reais, uma vez que são

FIGURA 43 - TEMPERATURAS EXPERIMENTAIS E APROXIMAÇÃO POR SF - TERMOPARES POSIÇÃO T1 (CM7).



FONTE: o autor (2017).

FIGURA 44 - CURVAS DAS SF'S PARA AS TEMPERATURAS EM T2, T1 E T0 (CM7).



FONTE: o autor (2017).

conhecidas estas temperaturas através da observação de outros ciclos. Isso ocorre em virtude da ausência de pontos experimentais da temperatura nessa fase de descoqueamento. Entretanto, os máximos e mínimos globais das tensões ocorrem fora deste período,  $t_m = 9,9h$  e  $t_n = 35,3h$ . Portanto, o cálculo de vida em fadiga não é prejudicado por este motivo na CM7.

O objetivo da CM8 é avaliar a influência da temperatura de *switch* sobre a vida em fadiga do tambor de coque. A construção desta CM8 é similar à da CR, com as seguintes diferenças:

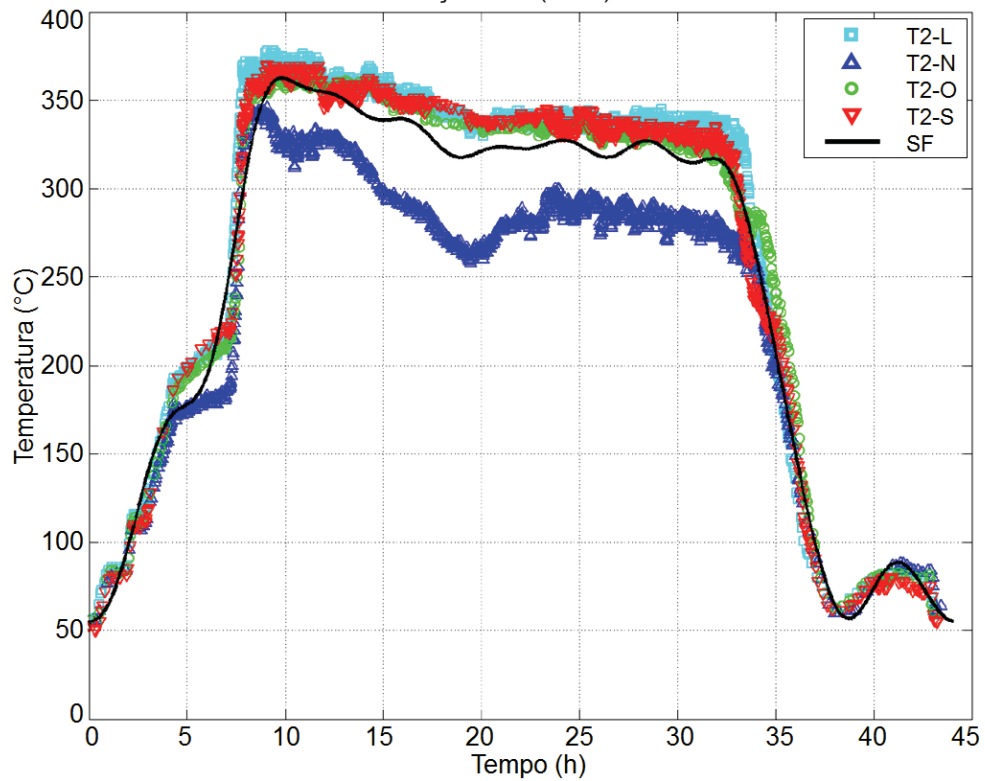
- a) em vez de serem utilizados cinco ciclos para a coleta dos dados experimentais em T1, T2, T3 e T4, foi utilizado apenas um;
- b) a SF foi gerada com 29 coeficientes em vez de cinco (os coeficientes obtidos desta SF estão apresentados no APÊNDICE 3);
- c) para a coleta dos dados experimentais, foi escolhido um ciclo que possui uma temperatura de *switch* em T2 menor que a da CR: 211°C comparado a 255°C.

Foi aumentado o número de coeficientes da SF para 29 com o intuito de fazer com que a curva apresente um refinamento suficiente para representar as diferentes taxas de aquecimento do preaquecimento (antes do *switch*) e do início do enchimento (após o *switch*). Isto pode ser verificado nos gráficos das FIGURAS 45 e 46 que apresentam as temperaturas experimentais e as curvas das SF's de 29 coeficientes obtidas pelo processo de otimização, referentes às medições em T2 e T1, respectivamente, no ciclo da CM8.

### 5.2.2 Resultados numéricos e discussões considerando as várias configurações

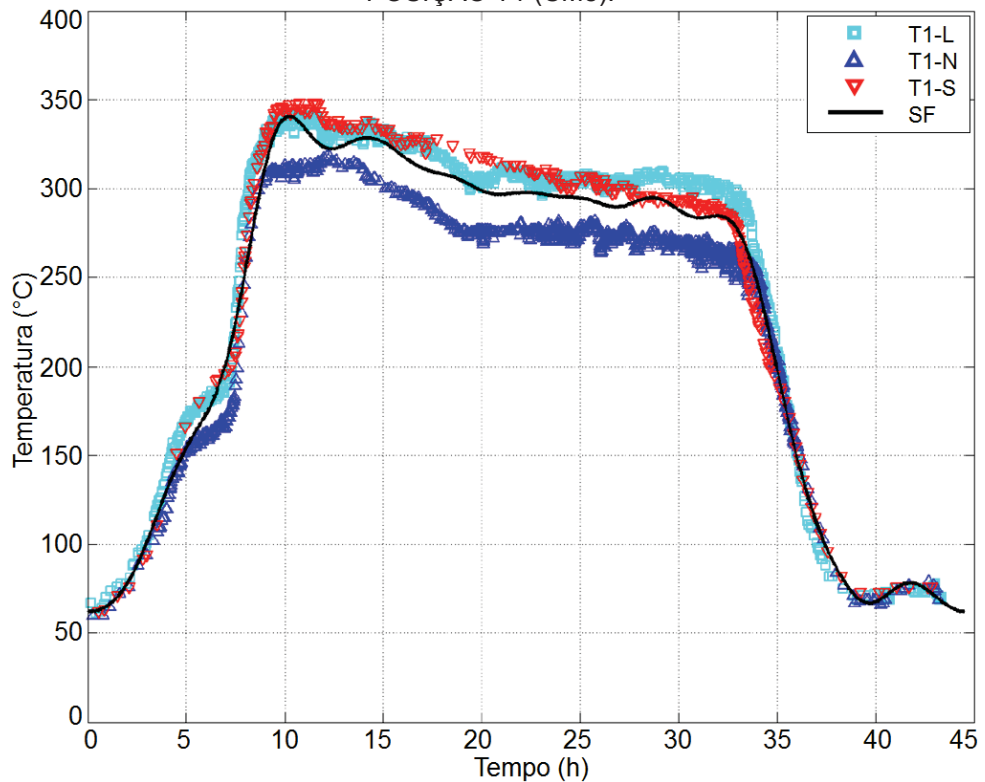
A diferença de temperatura entre a parede do tambor e a saia tem forte influência sobre as tensões geradas no ponto crítico analisado neste trabalho (nó 5152). Por isso, são calculadas as diferenças de temperaturas, através das SF's, em T2 (parede) e T1 (saia, região superior), para as CR, CM6, CM7 e CM8, e as curvas

FIGURA 45 - TEMPERATURAS EXPERIMENTAIS E APROXIMAÇÃO POR SF - TERMOPARES POSIÇÃO T2 (CM8).



FONTE: o autor (2017).

FIGURA 46 - TEMPERATURAS EXPERIMENTAIS E APROXIMAÇÃO POR SF - TERMOPARES POSIÇÃO T1 (CM8).<sup>1</sup>



FONTE: o autor (2017).

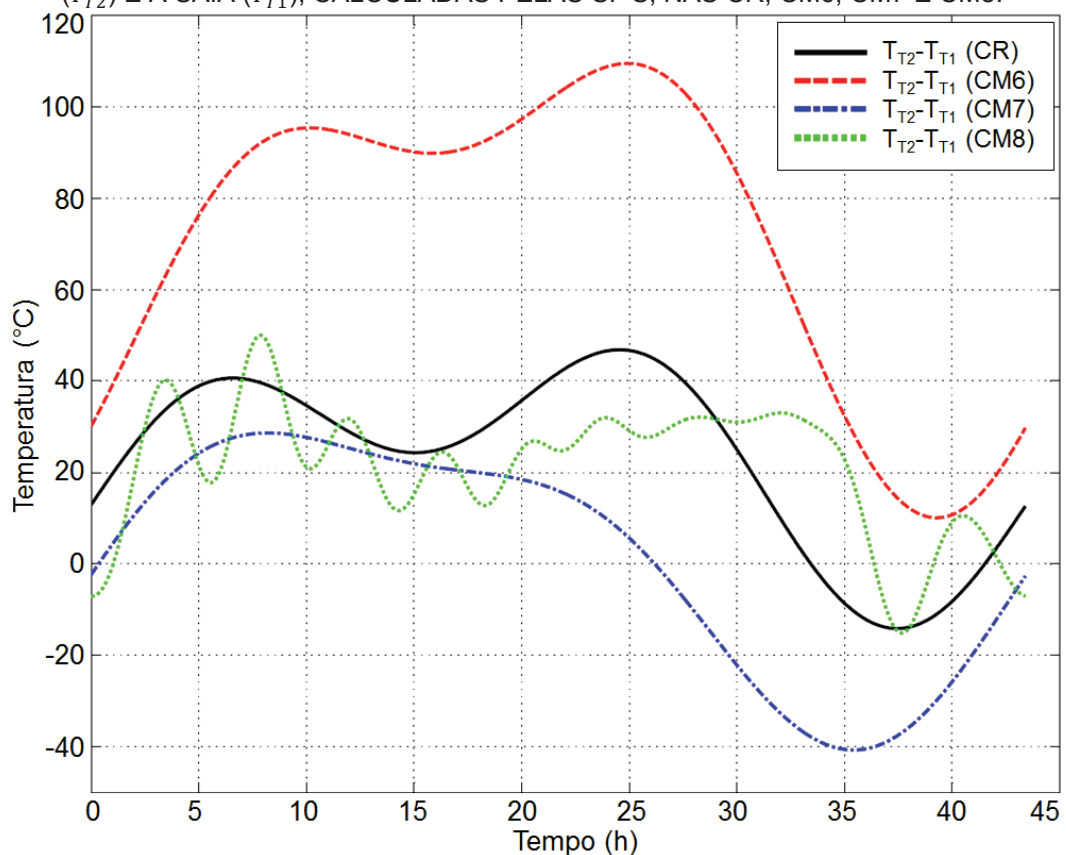
Nota 1. Não há medição T1-O no ciclo apresentado nesta figura.

destas diferenças, ao longo do ciclo, apresentadas no gráfico da FIGURA 47.

A diferença de temperatura entre a região superior da saia e a região intermediária também pode influenciar, de forma menos intensa, como apresentado mais adiante, a vida em fadiga do equipamento. Assim, são calculadas as diferenças de temperaturas em T1 (região superior da saia) e T0 (região intermediária da saia), para as CR, CM3, CM4 e CM5. As curvas destas diferenças são apresentadas na FIGURA 48.

Os resultados das simulações numéricas via MEF das oito CM's, além da CR, estão resumidos na TABELA 12, a qual apresenta as variações das componentes de tensão no nó 5152. A temperatura média neste nó também é apresentada, além do respectivo módulo de elasticidade a esta temperatura, o qual é obtido do código *ASME Section II Part D* (2013).

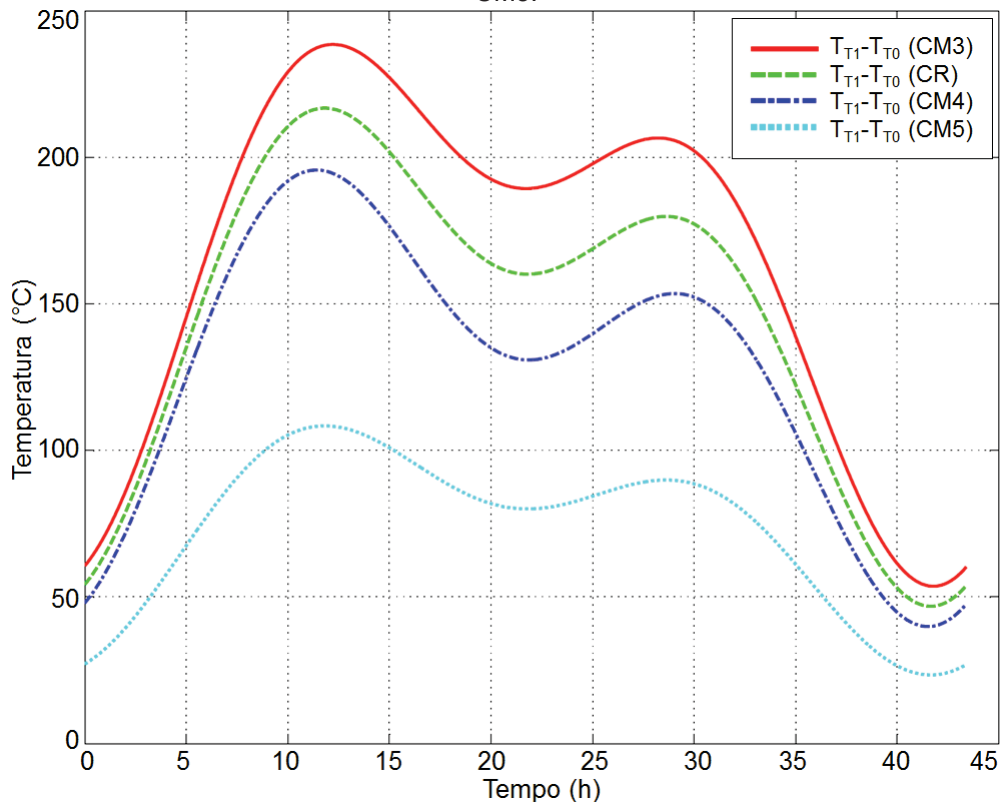
FIGURA 47 - DIFERENÇAS DE TEMPERATURAS ENTRE A PAREDE DO TAMBOR DE COQUE ( $T_{T2}$ ) E A SAIA ( $T_{T1}$ ), CALCULADAS PELAS SF'S, NAS CR, CM6, CM7 E CM8.<sup>1</sup>



FONTE: o autor (2017).

Nota 1. A frequência da SF da CM8 na curva deste gráfico, embora seja ligeiramente diferente das demais (ver APÊNDICE 3), foi igualada à frequência da CR para que as curvas possuam a mesma escala no eixo das abscissas.

FIGURA 48 - DIFERENÇAS DE TEMPERATURAS ENTRE A REGIÃO SUPERIOR DA SAIA ( $T_{T1}$ ) E A REGIÃO INTERMEDIÁRIA DA SAIA ( $T_{T0}$ ), CALCULADAS PELAS SF'S, NAS CR, CM3, CM4 E CM5.



FONTE: o autor (2017).

TABELA 12 - VARIAÇÕES DAS COMPONENTES DE TENSÃO, RESULTANTES DA ANÁLISE VIA MEF, TEMPERATURA MÉDIA ( $T_{méd}$ ) E MÓDULO DE ELASTICIDADE ( $E_T$ ) NO NÓ 5152 - CONFIGURAÇÕES MODIFICADAS.<sup>1</sup>

	CR	CM1	CM2	CM3	CM4	CM5	CM6	CM7	CM8
$\Delta\sigma_{11}$ (MPa)	-0,927	-0,930	-0,932	0,906	-0,918	-0,908	-1,51	-0,858	-1,068
$\Delta\sigma_{22}$ (MPa)	-271,9	-272,7	-273,6	-275,8	-268,1	-263,0	-448,8	-283,2	-337,1
$\Delta\sigma_{33}$ (MPa)	47,0	46,7	46,5	45,8	48,1	49,7	94,4	57,2	65,4
$\Delta\sigma_{12}$ (MPa)	25,8	25,9	26,0	26,2	25,5	25,0	42,6	27,0	32,2
$T_{méd}$ (°C)	253,8	253,8	253,8	253,8	253,8	253,8	229,6	208,4	235,8
$E_T$ (GPa)	189,7	189,7	189,7	189,7	189,7	189,7	191,2	192,5	190,9

FONTE: o autor (2017).

Nota 1. Os instantes  $t_m$  e  $t_n$  nas CM's são bastante próximos daqueles da CR, exceto na CM7 ( $t_m = 9,9 h$  e  $t_n = 35,3 h$ ) e na CM8 ( $t_m = 8,1 h$  e  $t_n = 37,8 h$ ).

Os parâmetros, dados de entrada e resultados, dos cálculos de vida em fadiga das oito CM's, além da CR para comparação, estão resumidos na TABELA 13. Esta apresenta a variação da tensão equivalente de von Mises ( $\Delta\sigma_{eq}$ ), o valor da tensão alternada ( $\sigma_a$ ), o número de ciclos de projeto ( $N$ ), a relação entre o número de ciclos de projeto obtido para cada CM e o da CR ( $N_{CM}/N_{CR}$ ), a duração do ciclo ou período da SF ( $2L$ ) e a vida prevista do equipamento em anos.

TABELA 13 - PARÂMETROS DO CÁLCULO DE VIDA EM FADIGA - CONFIGURAÇÕES MODIFICADAS.

	CR	CM1	CM2	CM3	CM4	CM5	CM6	CM7	CM8
$\Delta\sigma_{eq}$ (MPa)	301,2	301,8	302,6	305,1	298,0	294,0	507,5	318,8	377,8
$\sigma_a$ (MPa)	150,6	150,9	151,3	152,5	149,0	147,0	253,8	159,4	188,9
$N$ (ciclos)	59.351	58.931	58.350	56.617	61.796	65.089	11.072	49.097	28.956
$N_{CM}/N_{CR}$ (%)	-	99,3	98,3	95,4	104,1	109,7	18,7	82,7	48,8
$2L$ (h)	43,44	39,10	34,75	43,44	43,44	43,44	43,44	43,44	44,56
Vida (anos)	294	263	231	281	306	328	54,9	243	147

FONTE: o autor (2017).

Como se observa na TABELA 12, a componente de tensão que apresenta a maior variação é  $\sigma_{22}$ , ou seja, a tensão axial. Em todos os casos, a variação é negativa pois esta tensão é de compressão no instante  $t_m$  e de tração no  $t_n$ . Conforme se verifica na FIGURA 38 (CR), durante a maior parte do ciclo, o ponto referente ao nó 5152 permanece sob compressão na direção axial. Uma tensão positiva  $\sigma_{22}$  neste ponto ocorre durante o resfriamento. Em todas as CM's, um comportamento similar é observado.

Nas CM1 e CM2, observam-se pequenas alterações nas tensões e na vida em fadiga do equipamento em função da redução da duração do ciclo. Esta redução, efetivada em uma análise teórica, não modifica as proporções das durações individuais das fases do ciclo. Assim, as rampas de aquecimento e de resfriamento das paredes do tambor se alteram pelo mesmo fator no eixo das abscissas (tempo) que em todas as fases: 0,9 na CM1 e 0,8 na CM2. Estas alterações no período resultam em reduções da vida em fadiga do equipamento de 0,7% e 1,7%, respectivamente. Assim, caso uma taxa de aquecimento média de 0,5°C/min (valor observado nos ciclos reais do tambor de coque em estudo, média ao longo de todo o aquecimento e início do enchimento), seja elevada em 25% (isto é, para 0,625°C/min), o que corresponde a um tempo 20% menor, resultará ainda em uma taxa dentro de valores típicos e, **possivelmente**, em uma pequena redução da vida em fadiga do equipamento, em termos de número de ciclos. Ressalva-se que esta observação, aproximada e qualitativa, **não** é comprovada pelos resultados das CM's 1 e 2, devido às limitações já esclarecidas destas duas análises. A taxa de aquecimento máxima observada nas medições de temperatura é de 5°C/min (início do enchimento). No resfriamento, as taxas médias observadas são de cerca de -0,7 a -1°C/min.

A CM3 analisa o efeito de temperaturas mais reduzidas nas regiões intermediária e inferior da saia, que poderiam ocorrer devido a um isolamento térmico menos eficiente nesta região, medidas neste trabalho pelo ponto T0. A situação oposta (temperaturas mais elevadas) é simulada pela CM4. Nestas configurações, também teóricas, as temperaturas em T0 são impostas ao modelo através de SF's nas CM3 e CM4 cujos coeficientes são todos 20% menores e 20% maiores, respectivamente, que os da CR. Verifica-se que as alterações nas temperaturas apenas das regiões intermediária e inferior da saia resultam em tensões ligeiramente diferentes no ponto crítico. Uma redução de 20% nestas temperaturas provoca uma queda de 4,6% na vida em fadiga do equipamento (TABELA 13, CM3), e um aumento de 20%, um aumento de 4,1% (TABELA 13, CM4). No resfriamento, as temperaturas em T2 ficam menores que aquelas em T0, como se verifica nos dados experimentais da FIGURA 41, como exemplo. Pela mesma figura, vê-se que isso não ocorre com as temperaturas em T1, e se comportam da mesma forma as curvas das SF's das CM3 e CM4 (FIGURA 40). Ou seja, as temperaturas em T1 são sempre maiores que as em T0. Por isso, na CM3, as diferenças  $T_{T1} - T_{T0}$  aumentam em todas as fases, e na CM4 diminuem também em todas as fases do ciclo. Como consequência, as variações da vida em fadiga de -4,6% (CM3) e 4,1% (CM4) são aproximadamente lineares.

Para ilustrar quantitativamente esses resultados, pode-se tomar as temperaturas máximas medidas em T0: cerca de 150°C (FIGURAS 21 e 41). Com a redução aplicada na CM3, passam a ser 120°C, ou seja, a alteração nos valores absolutos é significativa. É importante destacar que a aplicação de um fator de redução sobre as temperaturas em T0 em todo o ciclo, simulando uma maior perda de calor para o ambiente, faz com que diminuam as tensões axiais no ponto crítico da saia durante o resfriamento do tambor. Enquanto que  ${}^m\sigma_{22}$  se altera de -246,6 MPa (na CR) para -252,9 MPa (CM3), o que é um aumento em módulo, no resfriamento,  ${}^n\sigma_{22}$  cai de 25,3 MPa (na CR) para 22,9 MPa (CM3). Esta redução nas tensões se deve ao fato de que o calor durante o resfriamento é transferido da região superior da saia para o tampo, ou seja, o tampo e o casco adquirem temperaturas menores que a região superior da saia devido à presença da água de resfriamento no interior do vaso.

A CM5 é similar à CM3 pois também altera as temperaturas em T0. Entretanto, esta alteração se dá para valores proporcionalmente maiores durante a

maior parte do ciclo e proporcionalmente menores no final do resfriamento. Isto porque a nova temperatura em T0 é calculada como a média entre as temperaturas em T0 e T1 da CR. Esta condição poderia ser obtida na prática com uma melhor transferência térmica entre o tampo e a saia, seja através de um projeto de *hot-box* mais eficiente, ou através de soluções inovadoras que poderiam ser desenvolvidas. Para ilustrar, toma-se como exemplo o instante do ciclo  $t = 23h$ , no qual T0 e T1 estão a 150°C e 310°C, respectivamente, na CR. Na CM5, a temperatura em T0 é 230°C (aproximadamente, 50% maior), neste mesmo instante. Com esta alteração na temperatura em T0 modelada na CM5, aumenta-se a vida em fadiga do equipamento em cerca de 9,7%. Para efeito de comparação, Oka *et al.* (2011) apresentam dados experimentais de temperatura em posição similar à T0, cujo valor máximo é aproximadamente 220°C.

Na TABELA 14 são apresentadas as diferenças de temperaturas  $T_{T1} - T_{T0}$  médias calculadas ao longo do ciclo para as CR, CM3, CM4 e CM5, além do número de ciclos de projeto ( $N$ ) transcritos da TABELA 13.

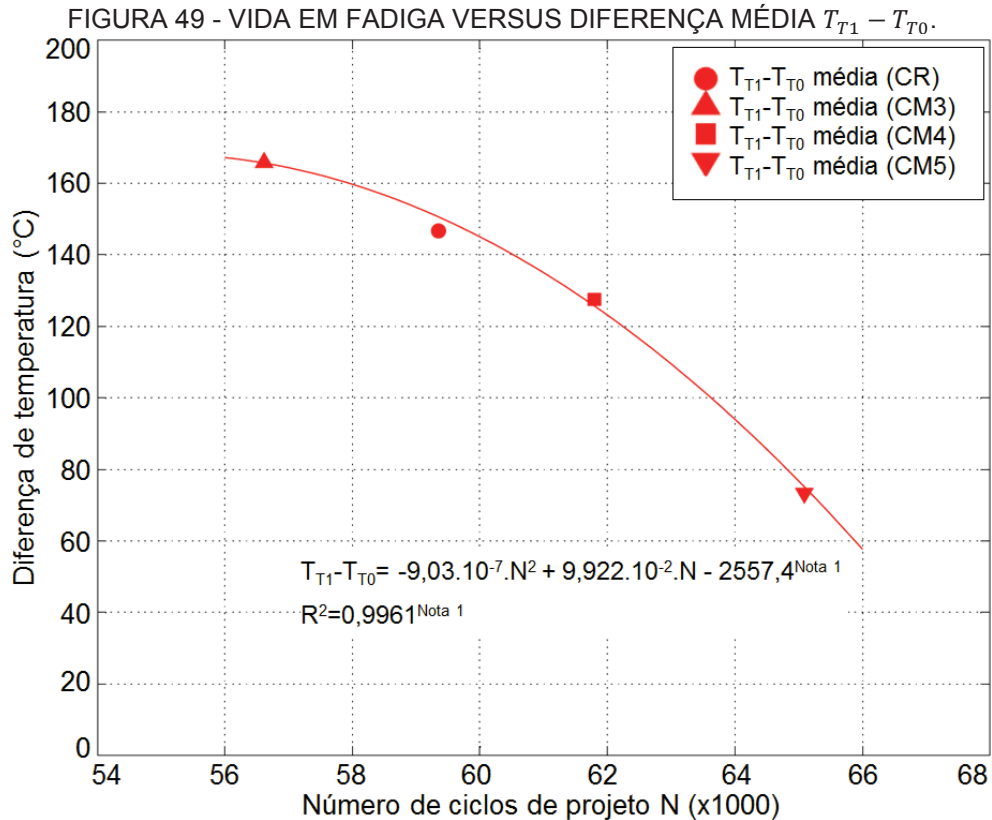
TABELA 14 - NÚMERO DE CICLOS DE PROJETO E DIFERENÇAS  $T_{T1} - T_{T0}$  MÉDIAS AO LONGO DO CICLO.

	CR	CM3	CM4	CM5
$T_{T1} - T_{T0}$ média (°C)	146,6	165,8	127,5	73,4
$N$ (ciclos)	59.351	56.617	61.796	65.089

FONTE: o autor (2017).

Estes dados estão representados no gráfico da FIGURA 49 que mostra um comportamento aproximadamente quadrático ( $R^2 = 0,9961$ ) da vida em fadiga em relação ao parâmetro  $T_{T1} - T_{T0}$ . Porém, percebe-se por este gráfico, que a influência deste parâmetro é pouco intensa, uma vez que a dilatação térmica no ponto T0 reflete pouco sobre as tensões térmicas no ponto crítico da saia na região superior.

A CM6 é análoga à CM3. Impõem-se temperaturas 20% mais baixas na saia, tanto na posição T0 como na T1. Esta condição, representa possivelmente uma situação extrema de elevados gradientes térmicos na região da ligação saia-casco. Como se verifica no gráfico da FIGURA 47, as diferenças de temperaturas entre a parede do tambor e a saia ( $T_{T2} - T_{T1}$ ) são bastante elevadas na CM6, chegando a um pico global de 110°C, e superiores às curvas da CR e das demais CM's plotadas neste gráfico. Por estes motivos, esta configuração (CM6) esteja aparentemente distante de uma situação de operação real reincidente do tambor. A



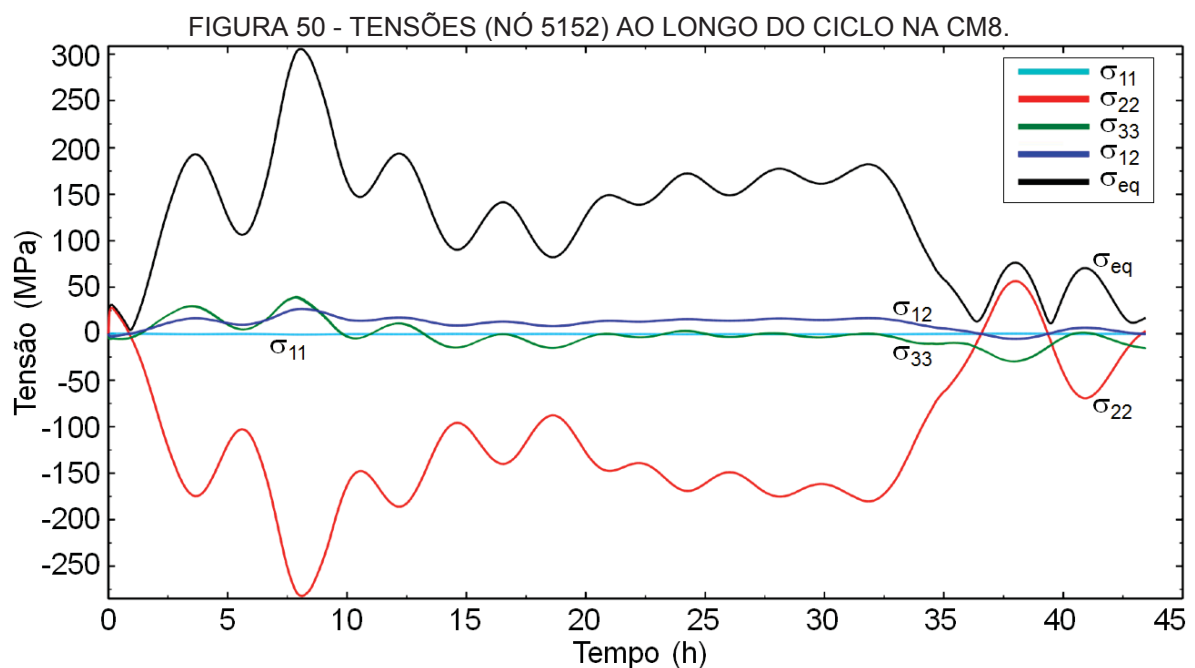
FONTE: o autor (2017).

Nota 1. Equação e coeficiente de determinação ( $R^2$ ) obtidos através de linha de tendência (polinômio) no software Microsoft Excel® 2010.

vida em fadiga do equipamento nesta CM6 foi reduzida em 81,3% (TABELA 13). Ainda assim, esta análise reforça a importância de uma aplicação eficiente, em projeto e instalação física, do *hot-box* para a transferência térmica entre o cone e a saia. Isto, pois, como verificado, elevados gradientes térmicos axiais na ligação saia-casco reduzem drasticamente a vida do tambor de coque.

As CM7 e CM8 buscam identificar a influência da temperatura de *switch* sobre a vida em fadiga do tambor de coque, através de temperaturas experimentais em ciclos com temperaturas de *switch* de 236°C e 211°C, respectivamente. O gráfico da FIGURA 47 evidencia algumas diferenças entre os ciclos destas configurações, em relação às temperaturas em T1 e T2. As diferenças de temperaturas entre a parede do tambor e a saia ( $T_{T2} - T_{T1}$ ) apresentam picos durante o aquecimento de aproximadamente 30°C (CM7) e 50°C (CM8), o que é um resultado esperado pois indica que quanto menor a temperatura de *switch*, maior o gradiente de temperatura entre o tampo e a saia durante o aquecimento. No resfriamento, o mínimo global destas diferenças é mais negativo na CM7 (-40°C) que na CM8 (-15°C), possivelmente devido a uma condição operacional

desfavorável no resfriamento do ciclo da CM7, a qual muitas vezes não é possível ser mitigada (como a ocorrência de pontos frios no casco, por exemplo). Isto mostra que em um mesmo ciclo, pode ocorrer uma condição mais favorável no aquecimento e outra menos favorável no resfriamento. Nesta fase, os fenômenos aleatórios e imprevisíveis que ocorrem, já discutidos neste trabalho, contribuem para isso. A FIGURA 44, que apresenta as curvas das SF's para as temperaturas em T0, T1 e T2 da CM7, evidencia o instante no resfriamento em que a temperatura em T2 se iguala à temperatura em T1, e a partir do qual esta passa a ser maior que aquela (diferença  $T_{T2} - T_{T1}$  negativa). Comparado ao ciclo da CM8, este instante na CM7 ocorre mais cedo. A notável diferença no aspecto das curvas das CM7 e CM8 na FIGURA 47 deve-se aos diferentes números de coeficientes das SF's adotados em cada caso: 5 e 29 coeficientes, respectivamente. Como se pode observar nas FIGURAS 45 e 46, a SF com 29 coeficientes se aproxima mais dos pontos experimentais de um ciclo, e resulta em um menor erro ao final do processo de otimização. Consequentemente, as taxas de aquecimento e resfriamento ficam melhor aproximadas por esta SF e, possivelmente, resultam em tensões mais precisas na análise via MEF (principalmente nas fases críticas do ciclo), uma vez que estas são fortemente dependentes das temperaturas. A FIGURA 50 apresenta a tensão equivalente de von Mises e todas as componentes de tensão não nulas atuantes no nó 5152 ao longo do ciclo, na CM8, mostrando a modificação no comportamento das curvas em



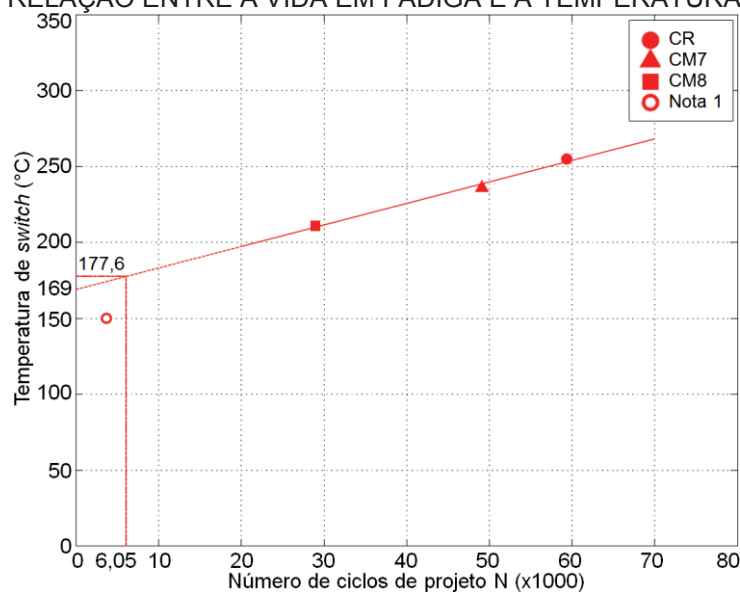
FONTE: o autor (2017).

relação à CR e a ocorrência do menor vale da componente  $\sigma_{22}$  no início do enchimento e a do maior pico no resfriamento.

Através das CM7 e CM8, são calculadas as vidas em fadiga de 49.097 ciclos e 28.956 ciclos, as quais representam reduções de 17,3% e 51,2%, respectivamente, em relação aos 59.351 ciclos da CR. Com estes dados, é construído o gráfico da FIGURA 51, que mostra uma tendência aproximadamente linear entre os três pontos.

Através da extrapolação da reta de correlação apresentada na FIGURA 51, a temperatura de *switch* que resultaria em um número de ciclos de projeto nulo seria 169°C. Já a temperatura de *switch* que resultaria em número de ciclos de projeto igual a 6050 ciclos, que equivale a uma vida de 30 anos para o ciclo de 43,44h, seria 177,6°C. Estes dois pontos são indicados pelas linhas tracejadas no gráfico da FIGURA 51. Para efeito de comparação, no caso avaliado por Marangone, Tinoco e Gomes (2010), as vidas em fadiga do tambor com temperaturas de *switch* de 150°C (caso mais severo do estudo) e 200°C seriam de 18 e 29 anos, respectivamente (duração do ciclo similar, de 44h). Estes valores (169 e 177,6°C) são apresentados apenas para fins ilustrativos e não devem ser considerados confiáveis uma vez que os pontos calculados estão em uma faixa em que é  $N \gg 10.000$ . Logo, é possível que esta curva adquira outro aspecto, que não linear, na faixa de  $N < 10.000$ .

FIGURA 51 - RELAÇÃO ENTRE A VIDA EM FADIGA E A TEMPERATURA DE SWITCH.



FONTE: o autor (2017).

Nota 1. Este ponto indica o caso de maior severidade do estudo de Marangone, Tinoco e Gomes (2010).

## 6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Este Capítulo tem como objetivo apresentar as principais conclusões resultantes deste trabalho, bem como sugerir pontos que podem ser temas de trabalhos futuros.

Um tambor de coque específico é utilizado neste estudo, com medição de temperaturas de parede em operação.

O modelo de elementos finitos do tambor de coque construído neste trabalho permite uma análise estrutural, em que as temperaturas são dados de entrada, ou CC do modelo. As temperaturas medidas experimentalmente são representadas através de SF's obtidas via processo de otimização, o qual possui a flexibilidade de escolha do número de coeficientes da série. O cálculo de vida em fadiga do equipamento leva em consideração todas as componentes de tensão, seu histórico de variação ao longo do ciclo considerado, no ponto crítico utilizado, e a alteração do módulo de elasticidade do material em função da temperatura.

A CR é obtida com base em temperaturas experimentais que apresentam grande dispersão entre os valores, e as CM's são construídas através de alterações em diversos parâmetros, experimentais ou no modelo de elementos finitos, de forma a permitir a análise da influência destes sobre a vida em fadiga do tambor de coque. As conclusões são elaboradas com base nos resultados das CM's, comparados àqueles da CR.

### 6.1 CONCLUSÕES

Os dados de temperaturas experimentais do tambor de coque em estudo indicam taxas de aquecimento médias de  $0,5^{\circ}\text{C}/\text{min}$  (aquecimento e início do enchimento), máximas de  $5^{\circ}\text{C}/\text{min}$  (início do enchimento) e taxas de resfriamento médias de  $-0,7$  a  $-1^{\circ}\text{C}/\text{min}$  (todo o resfriamento). Estes valores de taxas podem ser classificados entre baixos e medianos, de acordo com os valores típicos indicados pelas referências bibliográficas.

Uma redução uniforme ao longo do tempo nas temperaturas das regiões intermediária e inferior da saia tem pouco efeito sobre a vida em fadiga do equipamento, uma vez que esta redução tem consequências opostas no aquecimento e no resfriamento. No primeiro, a tendência é de aumento das tensões térmicas e, no segundo, de diminuição.

O gradiente térmico na ligação saia-casco tem forte efeito sobre a vida em fadiga do tambor de coque, com base no ponto crítico da região interna e superior da saia. Isto reforça a importância do projeto do *hot-box*, e da correta instalação do isolamento térmico externo nesta região.

A redução nas diferenças de temperaturas entre as posições T1 e T0 em 50% ao longo de todo o ciclo, sem alteração nas temperaturas em T1, causa um aumento de aproximadamente 10% na vida em fadiga do equipamento, com base no ponto crítico da região interna e superior da saia. Esta redução poderia ser obtida, em maior ou menor intensidade, com uma transferência térmica mais eficiente entre o tampo e a saia e através da região superior da saia.

A representação no modelo de elementos finitos das temperaturas experimentais através SF's obtidas por processo de otimização apresenta menor erro quanto maior for o número de coeficientes. O erro é ainda menor quando a SF é obtida com base nas medições de temperaturas durante somente um ciclo. Isso evidencia a grande dispersão de todas as variáveis envolvidas no processo.

A vida em fadiga do equipamento, nas condições de carregamento termomecânico analisadas, em relação ao ponto crítico da região interna e superior da saia, possui relação aproximadamente linear, com a temperatura de *switch*. De forma aproximada, cada 1°C de redução na temperatura de *switch* provoca uma redução de 0,9% na vida em fadiga do equipamento, na faixa de número de ciclos até a falha analisada. Uma vida em fadiga, como em um cálculo que utiliza um determinado ciclo de referência, ocorreria na prática quando este ciclo se repetisse por toda a operação do equipamento. Verifica-se que esta situação não ocorre na prática. Entretanto, ciclos demasiadamente severos podem levar a deformações plásticas ou à prematura iniciação de trincas. Sendo assim, uma vez que, na CR que considera cinco diferentes ciclos, é observada a temperatura de *switch* média de 255°C, e nesta configuração a vida em fadiga obtida é bastante superior à vida calculada no projeto, pode ser pertinente a adoção deste valor como um parâmetro mínimo de referência operacional para o tambor em estudo.

## 6.2 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Com base nas conclusões descritas, são sugeridas a seguir algumas possibilidades de trabalhos futuros.

A utilização das SF's no modelo de elementos finitos axissimétrico do tambor é bastante versátil e pode ser aperfeiçoada através de um estudo mais detalhado quanto à definição do número de coeficientes da série, aliada à escolha de ciclos representativos que possibilitem uma investigação mais detalhada da influência individual de parâmetros operacionais sobre a vida em fadiga do equipamento.

As reduções nas diferenças de temperaturas  $T_{T2} - T_{T1}$  e, embora em menor medida, até mesmo  $T_{T1} - T_{T0}$ , provocam ganhos consistentes na vida em fadiga do equipamento que justificam uma pesquisa específica que busque esta redução. Inovações em projeto e fabricação de tambores de coque têm sido pesquisadas e desenvolvidas por fabricantes destes equipamentos. Outras soluções que possam ser implementadas em tambores de coque existentes, seja através de alterações físicas ou no procedimento operacional do equipamento, podem ser viáveis em casos de necessidade de aumento da vida residual do equipamento e/ou casos de tambores que apresentem problemas crônicos de ocorrência de trincas na ligação saia-casco e regiões próximas.

As variações das componentes de tensão são função da taxa de aquecimento, que por sua vez depende da temperatura de *switch*, e da taxa de resfriamento, as quais ocorrem em um mesmo ciclo. Estas variações das componentes de tensão determinam a vida em fadiga do equipamento. Desta forma, pode ser representativo um estudo com tratamento estatístico de dados experimentais, para a análise da ocorrência de diferentes temperaturas de *switch* e diferentes taxas de resfriamento, e uma eventual correlação entre estes dois parâmetros, e como estas variações, atuando em conjunto, podem alterar a vida em fadiga do tambor de coque.

Obtenção de medições de deformação do tambor de coque deste estudo, de forma a possibilitar uma análise via MEF validada através da comparação dos resultados com as deformações obtidas experimentalmente em pontos específicos da parede do tambor de coque em operação.

## REFERÊNCIAS

AMBARITA, H.; DAIMARUYA, M.; FUJIKI, H.; KAWAI, H.; KOBAYASHI, H.; OKA, M. Crack propagation and remaining life assessment of coke drums due to thermal stresses. **Journal of Thermal Stresses**, v. 35, n. 12, p. 1095-1107, 2012.

API. **1996 API Coke Drum Survey - Final Report**, Washington D.C., IHS: 2003.

ARAQUE, E. D.; VIVAS, G. A.; Assessment of the Influence of Bulging and the Thermal Gradients in the Stress Level in the Cylindrical Section of a Coke Drum. In: **Proceedings of the ASME 2013 Pressure Vessels and Piping Conference**, Paris, France: 2013.

ARORA, J. S. **Introduction to Optimum Design**. 2.ed. New York: Elsevier, 2004.

ASME Section II Part D. **Boiler & Pressure Vessel Code, Materials Properties**, New York, NY: IHS, 2013.

ASME Section VIII Division 1. **Boiler & Pressure Vessel Code, Rules for Construction of Pressure Vessels**, New York, NY: IHS, 2007.

ASME Section VIII Division 2. **Boiler & Pressure Vessel Code, Alternative Rules for Construction of Pressure Vessels**, New York, NY: IHS, 2007.

ASTM A-263. **Standard Specification for Stainless Chromium Steel-Clad Plate**, West Conshohocken, PA: IHS, 1999.

ASTM A-302. **Standard Specification for Pressure Vessel Plates, Alloy Steel, Manganese-Molybdenum and Manganese-Molybdenum-Nickel**, West Conshohocken, PA: IHS, 2012.

ASTM A-387. **Standard Specification for Pressure Vessel Plates, Alloy Steel, Chromium-Molybdenum**, West Conshohocken, PA: IHS, 2007.

ASTM A-240. **Standard Specification for Chromium and Chromium-Nickel Stainless Steel Plate, Sheet, and Strip for Pressure Vessels and for General Applications**, West Conshohocken, PA: IHS, 2007.

AUMULLER, J.J. **Aspects of the Thermo Elasto-Plastic Response for a Coke Drum under Cyclic Loading**, 2009. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculty of Graduate Studies and Research - University of Alberta, Edmonton, Alberta, 2009.

AUMULLER, J. J.; XIA, Z.; JU, F. Application of Elastic-Plastic Methods to Delayed Coker Drum Design. In: **Proceedings of the ASME 2011 Pressure Vessels & Piping Division Conference**, Baltimore, MD: 2011.

BOSWELL, R.S.; FARRARO, T.; SOBER, M.J. Remaining Life Evaluation of Coke Drums. In: **Energy Engineering Conference**, Houston, TX: 1997.

BSI. **Guide to Methods for Assessing the Acceptability of Flaws in Metallic Structures**, BSI 7910: 2005, London, UK.

CHEN, J. **Experimental Study of Elastoplastic Mechanical Properties of Coke Drum Materials**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculty of Graduate Studies and Research - University of Alberta, Edmonton, Alberta, 2010.

CHEN, J.; YAMAMOTO, T.; XIA, Z.; ESAKI, K. Experimental Evaluation of Fatigue Life of Coke Drum Materials with Weld Sections. In: **Proceedings of the ASME 2013 Pressure Vessels and Piping Conference**, Paris, France: 2013.

CHEN, J.; XIA, Z. A Fatigue Life Prediction Method for Coke Drum Base, Weld, and HAZ Materials from Tensile Properties. **Materials and Design**, n. 63, p. 575-583, 2014.

CONTICELLO, R.; CHADDA, T. Issues Associated With Larger Coke Drums. In: **National Petrochemical & Refiners Association Annual Meeting**, 2007, San Antonio, TX: 2007.

DASSAULT SYSTÈMES. **Abaqus, versão 6.12-1**. Providence, RI, 2008.

FIGUEIREDO, D. G. de. **Análise de Fourier e Equações Diferenciais Parciais**. Rio de Janeiro, RJ: Instituto de Matemática Pura e Aplicada, CNPq, 1977.

GREENBERG, B. A.; ELKINA, O. A.; PATSELOV, A. M.; PLOTNIKOV, A. V.; IVANOV, M. A.; BESSHAPOSHNIKOV, Y. P. Risk Zones for Zoke Drum Shell Produced by Explosive Welding. **Journal of Materials Processing Technology**, v. 215, n. 2015, p. 79-86, 2014.

JU, F.; AUMULLER, J.; XIA, Z.; DU PLESSIS, P. Global and Local Elastic-Plastic Stress Analysis of Coke Drum Under Thermal-Mechanical Loadings. **Journal of Pressure Vessel Technology, Transactions of the ASME**, v. 133(6), 2011.

KACHANOV, L. M. **Foundations of the Theory of Plasticity**. 1.ed. Amsterdam: North-Holland Publishing Company, 1971.

MARANGONE, F.C.; TINOCO, E.B.; GOMES, C.E.S. The Influence of Switch Temperature on Coke Drum Fatigue Life. In: **Proceedings of the ASME 2010 Pressure Vessels and Piping Division / K-PVP Conference**, 2010, Bellevue, WA: 2010.

MARQUES, N.A.F. **Descrição do Processo de Coqueamento Retardado**. Curso Básico de Coqueamento Retardado, curso interno da PETROBRAS, Rio de Janeiro, RJ: 2004.

MATHWORKS. **Matlab versão R2014b**. Natick, MA, 2014.

MEETHAM, G. W.; VAN DE VOORDE, M.H. **Materials for High Temperature Engineering Applications**. 1.ed. Berlin: Springer, 2000.

NIKIC, M.; XIA, Z. Alternative Selections of Delayed Coke Drum Materials Based on ASME Material Property Data. In: **Proceedings of the ASME 2012 Pressure Vessels and Piping Conference**, 2012, Toronto, Ontario, Canada: 2012.

OHATA, M.; KAWAI, N.; TAGAWA, T.; MINAMI, F.; YAMAMOTO, T.; ARII, K; NIIMOTO, S. Investigation of Bulging Behavior of Coke Drum - Feasible Study on Causes of Bulging. In: **Proceedings of the ASME 2011 Pressure Vessels and Piping Division Conference**, Baltimore, MD: 2011.

OKA, M.; AMBARITA, H.; DAIMARUYA, M.; FUJIKI, H. Initiation of Bulges in a Coke Drum Subjected to Cyclic Heating and Cooling, also Cyclic Mechanical Loads. **Journal of Thermal Stresses**, v. 33, n. 10, p. 964-976, 2010a.

OKA, M.; AMBARITA, H.; KAWASHIMA, K.; DAIMARUYA, M. Effect of Hot Feed Injection Time on Thermal Fatigue Life of Shell-to-Skirt Junction Area of Coke Drums. In: **Proceedings of the ASME 2010 Pressure Vessels and Piping Division / K-PVP Conference**, Bellevue, WA: 2010b.

OKA, M.; AMBARITA, H.; DAIMARUYA, M.; FUJIKI, H. Study on the Effects of Switching Temperature on the Thermal Fatigue Life of the Shell-to-Skirt Junction of Coke Drum. **Journal of Pressure Vessel Technology, Transactions of the ASME**, v. 133, n. 6, 2011.

PETROBRAS. **Documentação Técnica de Projeto e Construção dos Tambores de Coque da REPAR**. Relatório interno, Araucária, PR: 2010.

PETROBRAS - Perguntas e Respostas: qual a importância da Petrobras para abastecer o Brasil? Disponível em: <<http://daquiprafrente.hotsitespetrobras.com.br/>>. Acesso em: 29/02/2016.

RAMOS, A.; RÍOS, C.C.; VARGAS, J.; TAHARA, T.; HASEGAWA, T. Mechanical Integrity Evaluation of Delayed Coke Drums. **Fitness for Adverse Environments in Petroleum and Power Equipment - ASME**, New York, NY, PVP-vol. 359: 1997.

SAMMAN, M.; TINOCO, E. B.; MARANGONE, F. C. Comparison of Stress and Strain Analysis Techniques for Assessment of Bulges in Coke Drums. In: **Proceedings of the ASME 2014 Pressure Vessels and Piping Conference**, Anaheim, CA: 2014.

SHARGAY, C.; SINGH, A.; MUNSTERMAN, T.; ANTALFFY, L. Coke Drum Design and Fabrication Issues. In: **Proceedings of the ASME 2010 Pressure Vessels & Piping Division / K-PVP Conference**, Bellevue, WA: 2010.

STEWART, C.W.; STRYK, A.M.; PRESLEY, L. Coke Drum Design. In: **NPRA Annual Meeting**, Salt Lake City, UT: 2006.

TAAGEPERA, J. **Alternative Designs for Coke Drum Support Skirts**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculty of California State University, Fullerton, CA, 2001.

TELLES, P.C.S.; BARROS, D.G.P. **Tabelas e Gráficos para Projetos de Tubulações**. 6 ed. Rio de Janeiro, RJ: Interciência, 1998.

TELLES, P.C.S. **Materiais para Equipamentos de Processo**. 6 ed. Rio de Janeiro, RJ: Interciência, 2003.

TINOCO, E.B.; DONATO, G.V.P. **Metodologia para Avaliação da Integridade Estrutural de Reatores de Coqueamento**, Rio de Janeiro, RJ: 2004.

VIVAS, G. A.; ARAQUE, E. D.; PERTUZ, A. D.; OKA, M. Assessment of Slot Influence in the Fatigue Thermal Life of Coke Drums. In: **Proceedings of the ASME 2012 Pressure Vessels and Piping Conference**, Toronto, Ontario, Canada: 2012.

WILLIAMS, D. K.; SEIPP, T. G. Considerations in the Design and Analysis of an ASME Section VII, Div. 2 Reactor Support Skirt. **Journal of Pressure Vessel Technology, Transactions of the ASME**, v. 129, p. 316-322, 2007.

XIA, Z.; JU, F.; DU PLESSIS, P. Heat Transfer and Stress Analysis of Coke Drum for a Complete Operating Cycle. **Journal of Pressure Vessel Technology, Transactions of the ASME**, v. 132, 2010.

YAMAMOTO, T. Introduction of Saijo Factory & Coke Drum Technology. In: **Coke Drum Reliability Workshop**, 2009, Rio de Janeiro, RJ: 2009.

YAMAMOTO, T; ARII, K; HUHETAOLI; NIIMOTO, S; OHATA, M.; TAGAWA, T.; MINAMI, F. Investigation of Bulging Behavior of Coke Drum - a Practical Analysis of Bulging under Complex Quench Conditions. In: **Proceedings of the ASME 2011 Pressure Vessels and Piping Division Conference**, Baltimore, MD: 2011.

YAN, Z.; ZHANG, Y.; CHEN, J.; XIA, Z. **Statistical Method for the Fatigue Life Estimation of Coke Drums**. Engineering Failure Analysis, Edmonton, n. 48, p. 259-271, 2015.

ZHANG, Y.; XIA, Z.; Simplified Thermo-Elasto-Plastic Analysis Models for Determination of Global and Local Stresses in Coke Drums. In: **Proceedings of the ASME 2013 Pressure Vessels and Piping Conference**, Paris, France: 2013.

## APÊNDICE 1 - OUTROS TRABALHOS ACADÊMICOS E DA INDÚSTRIA DO PETRÓLEO

Neste apêndice, são apresentadas revisões de artigos e dissertações, acadêmicos e da indústria do petróleo, cujos temas possuem forte relação com este trabalho, e que, entretanto, não foram colocadas na Seção 2.3 para uma melhor objetividade do texto.

Ramos *et al.* (1997) realizaram um teste experimental de fadiga de baixo ciclo, com os metais base e de solda, uma vez que os cordões de solda são regiões críticas, como pontos de concentração de tensão e locais preferenciais para a nucleação de trincas. Os autores utilizaram carregamento de tração-compressão a alta temperatura (454°C) e deformações predeterminadas. Os resultados indicaram que a solda reduziu a resistência à fadiga em 1000 a 15000 ciclos, em comparação com o metal base em cada nível de deformação. Ramos *et al.* (1997) criaram um modelo da ligação saia-casco para análise de tensões térmicas via MEF e, através do cálculo de dano acumulado, encontraram uma vida em fadiga remanescente de dois anos de operação. As tensões obtidas, todavia, estavam abaixo das tensões admissíveis pelo código de projeto do equipamento *ASME VIII Division 1 e 2 - edição 1992*.

Boswell, Farraro e Sober (1997) realizaram uma análise de integridade estrutural e de vida residual em um par de tambores de coque com 27 anos de operação (aproximadamente 5497 ciclos), que apresentavam *bulges*, corrugação e crescimento generalizado do raio do casco, redução de espessura e trincas circunferenciais. Através de medições de temperaturas, deformações e distorções, de estudo de Mecânica da Fratura e análise via MEF, Boswell, Farraro e Sober (1997) concluíram que:

- a) as ocorrências de pontos “quentes” ou “frios” no casco são impossíveis de se prevenir e inviáveis de serem consideradas no projeto;
- b) durante o resfriamento com água, em curtos períodos de tempo, podem ocorrer tensões acima da tensão de escoamento original do material;
- c) os *bulges* aceleram o carregamento de fadiga devido ao aumento de tensões de flexão.

Pelo apresentado na Seção 2.2, fica evidente que a saia representa um componente crítico, uma vez que é muito comum o surgimento de trincas nessa região, ou no casco próximas da ligação com a saia. No primeiro caso, as trincas podem se propagar para o casco. Taagepera (2001) desenvolveu sua dissertação com base em tambores de três diâmetros e configurações de saias diferentes, de material 1.1/4Cr-1/2Mo. Foram desenvolvidos modelos axissimétricos para análise via MEF, considerando tambor com três tipos de saias: de espessura constante (caso base), de duas espessuras diferentes e de espessura reduzida, devido à não consideração de cargas de terremoto no projeto. Foram realizadas análises térmica transiente e estrutural. Os resultados indicaram que a rigidez da saia contribui para aumentar as tensões de flexão na ligação saia-casco de forma exponencial. Os picos de tensão ocorreram durante o resfriamento do tambor. No caso base e no da saia de espessura variável, as tensões máximas estão na ligação saia-casco, inclusive na chapa do casco. Já no caso da saia de menor espessura, as tensões máximas são maiores, porém, foram deslocadas para a chapa da saia apenas.

Embora todos os carregamentos aplicáveis possíveis sejam considerados no projeto dos tambores tais como temperatura, pressão de operação e pressão hidrostática, pesos próprios, do produto e da água, força do vento *etc.*, muitos equipamentos apresentam danos prematuramente. Estes danos não têm consequências catastróficas devido à ductilidade do material. Porém, no caso de uma trinca passante, por exemplo, podem resultar em vazamentos, incêndio e perda de produção. Os danos mais comuns são distorções e trincas na ligação soldada do casco com a saia, *bulge* e trincas no casco próximas das soldas circunferenciais nos anéis inferiores e no revestimento anti-corrosivo (TINOCO e DONATO, 2004). No estudo realizado por Tinoco e Donato (2004), foram apontadas algumas causas destes danos, como:

- a) elevados gradientes térmicos;
- b) tensões e rigidez da estrutura na ligação saia-casco, provocando falha por fadiga de baixo ciclo;
- c) diferença de dilatação térmica entre o metal base e o revestimento ou defeitos existentes no revestimento do casco, provocando trincas no casco e/ou no revestimento.

Segundo Conticello e Chadda (2007), a redução da duração dos ciclos de um tambor de coque, em relação ao ciclo previsto no projeto, afeta a sua vida em fadiga através dos seguintes fatores:

- a) temperatura do tambor no final da fase de preaquecimento (isto é, temperatura de *switch*), a qual deve ser de no mínimo 288°C;
- b) gradientes de temperatura durante o aquecimento e o resfriamento.

Conticello e Chadda (2007) recomendam um método para aquecer de forma gradual o equipamento durante o acionamento da válvula *switch*, o qual é possível com os modelos de válvulas de esfera modernas existentes, e que consiste na atuação lenta desta válvula (*slow switch*). Recomendam, também, que seja utilizada uma vazão de água de resfriamento pequena no início, em seguida crescente em rampa, e no período final do resfriamento siga uma rampa ainda mais inclinada. É recomendado um período de 30 a 60 minutos após o resfriamento, durante o qual, o tambor deve permanecer cheio de água, que tem por objetivo garantir o resfriamento máximo do leito de coque e a eliminação de eventuais pontos “quentes” no equipamento.

Devido à criticidade dos gradientes térmicos atuantes no casco e com o objetivo de reduzir concentradores de tensões, são utilizados tambores de coque de casco de espessura uniforme (CONTICELLO e CHADDA, 2007). Para determinado fabricante, segundo Yamamoto (2009), o casco de espessura uniforme prevalece desde 2002, e uma técnica inovadora pode ser utilizada. Através dela, fabrica-se uma ligação saia-casco integral a partir de um anel usinado. Com o uso deste componente, o volume de solda é reduzido, e a região da ligação saia-casco, onde as máximas tensões ocorrem, fica livre de soldas. O raio interno da ligação saia-casco (representada no detalhe da FIGURA 4) pode ser aumentado, contribuindo para reduzir a concentração de tensões neste ponto.

Williams e Seipp (2007) realizaram uma análise via MEF, com ênfase na saia de um tambor de coque e obtiveram tensões da ordem de 660 MPa na superfície interna do tambor, na região de transição entre o tampo cônico e o casco cilíndrico. Williams e Seipp (2007) concluíram que reduzir o gradiente térmico na saia entre o anel base e o ponto imediatamente acima da ligação saia-casco, é o ponto chave para o sucesso de um projeto de suporte de tambor de coque.

Aumuller (2009) procurou identificar o principal mecanismo de falha que resulta na ocorrência de trincas nos cascos dos tambores. Testes experimentais forneceram propriedades mecânicas do material A-387 gr. 11 cl. 1 (ASTM A-387, 2007) como tensão de escoamento de 441 MPa e módulo de elasticidade de 199 GPa. Para o material A-240 tp. 410S (ASTM A-240, 2007), o autor encontrou 372 MPa e 201 GPa, respectivamente. Através de simulações numéricas via MEF, Aumuller (2009) identificou que o carregamento térmico gera altas tensões na interface metal base-revestimento, devido à expansão térmica diferencial. Além disso, altas vazões de água de resfriamento criam o potencial para gerar pontos “frios” em regiões localizadas do casco.

Shargay *et al.* (2010) destacaram em seu estudo que em algumas plantas operacionais é buscada uma redução do choque térmico nos tambores de coque, embora a tendência nos últimos 20 (vinte) anos tenha sido aumentar a produção, através da redução da duração do ciclo destes equipamentos. Uma taxa máxima típica de aquecimento é cerca de 8°C/min e de resfriamento de 3 a 4°C/min. Já foram observados alguns equipamentos com taxas de aquecimento e resfriamento tão agressivas que precisaram ser substituídos após apenas oito anos de operação. Os *bulges* observados nos anos anteriores ao estudo, normalmente, estavam cerca de 500 mm distantes da solda circunferencial, abrangiam de 25 a 100% da circunferência do tambor, e tinham até 2,5m de altura e entre 50 e 100 mm de distorção no pico. Medições de deformação por extensômetros consistentemente mostraram que as maiores tensões ocorrem, aproximadamente, dentro dos 90 minutos iniciais do resfriamento com água. Para reduzir o risco de ocorrência de *bulges*, algumas características têm sido utilizadas no projeto e fabricação de tambores, tais como:

- a) uso de cliques para suporte do isolamento com solda por todo o perímetro no casco e sem cantos vivos;
- b) utilização de metal de adição a base de níquel na solda de fechamento do metal de revestimento, o qual tem um coeficiente de expansão térmica mais próximo do metal base Cr-Mo;
- c) uso de um componente forjado e usinado com grande raio interno na ligação entre as chapas da saia e do costado;

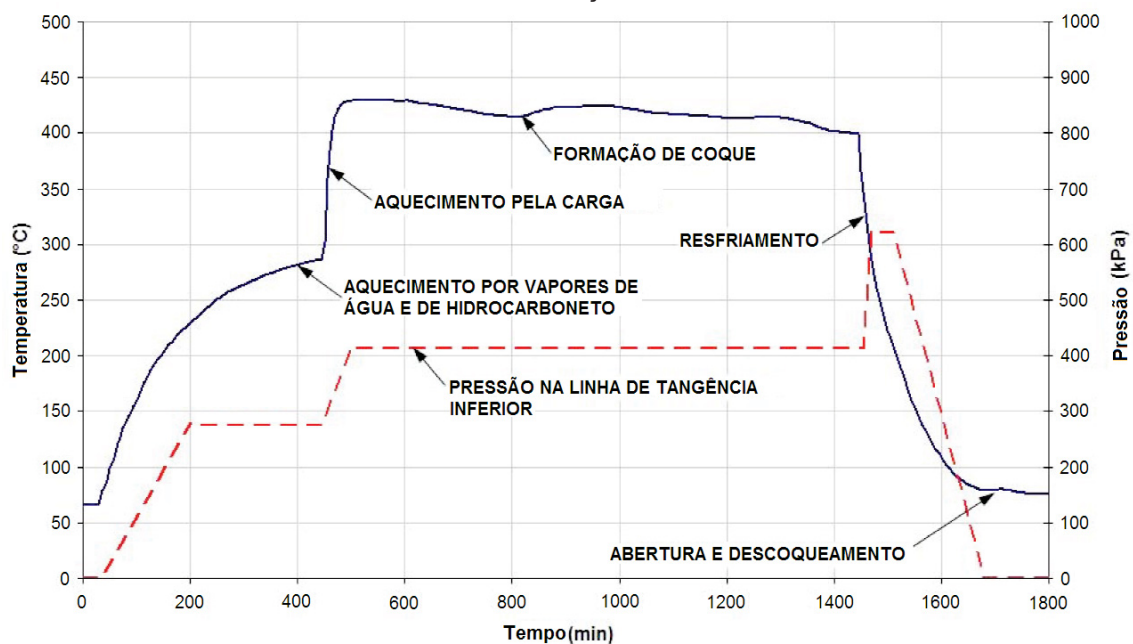
- d) utilização no casco de chapas adjacentes que possuam tensão de escoamento no máximo 10% diferentes umas das outras, e solda com tensão de escoamento mais próxima da do metal base.

Uma das conclusões deste estudo é que existe grande quantidade de trabalhos sobre este tema. Entretanto, não foi encontrado um projeto de tambor de coque que se mostrou a prova de ocorrência de trincas e, portanto, apto a se tornar um padrão para a indústria. A FIGURA 52 apresenta um gráfico com as curvas de pressão e temperatura típicas de operação de um tambor de coque.

O MEF é uma importante ferramenta tanto no projeto de novos tambores quanto na avaliação de tambores em operação. Entretanto, a confiabilidade deste método depende, entre outros fatores, da precisão dos modelos constitutivos dos materiais, os quais definirão o comportamento elastoplástico dependente da temperatura do material. Dados experimentais são fundamentais na obtenção destas propriedades dos materiais utilizados na fabricação de tambores de coque.

Com o objetivo de caracterizar as propriedades mecânicas de materiais típicos de tambores de coque, Chen (2010) desenvolveu um sistema de testes termomecânicos, o qual possibilitou a simulação de carregamentos complexos

FIGURA 52 - CURVAS TÍPICAS DE PRESSÃO E TEMPERATURA DE UM TAMBOR DE COQUE COM CICLO DE DURAÇÃO DE 30 HORAS.



FONTE: adaptado de Shargay (2010).

cíclicos, e estudou o comportamento da deformação do material. O sistema é capaz de realizar testes de tração contínua ou cíclica (tração e compressão), controlados por tensão ou por deformação, em baixa ou alta temperatura e com pressão interna no corpo de prova (CP) tubular. Através de ensaios de tração contínuos e cíclicos com reversão (tração-compressão) realizados, foram obtidas propriedades mecânicas dos materiais A-387 gr. 11 cl. 2 e A-240 tp. 410S (ASTM A-387 e A-240, 2007), sendo algumas delas apresentadas na TABELA 15.

Outro material típico utilizado em tambores, o A-387 gr. 22 cl. 2 (ASTM A-387, 2007), cuja composição é 2.1/4%Cr-1%Mo, e que possui tensões de escoamento e de ruptura especificadas iguais às do A-387 gr. 11 cl. 2, foi utilizado em ensaios mais complexos:

- a) tensão uniaxial constante com carregamento térmico cíclico (temperatura variando de 70 a 400°C);
- b) carregamento uniaxial termomecânico em fase e fora de fase, sendo este, segundo Meetham e van de Voorde (2000), mais prejudicial (temperatura variando de 70 a 400°C e tensão de 0 a 425 MPa);
- c) ciclagens axiais com reversão controladas por deformação e por tensão, com pressão interna constante (a temperatura ambiente e a 427°C);
- d) ciclagem termomecânica em fase com pressão interna constante.

No teste da alínea “d” anterior, a 427°C, houve colapso do CP tubular no septuagésimo ciclo, o qual sofreu a ocorrência de um *bulge* na seção de teste, apresentado na FIGURA 53.

TABELA 15 - MÓDULO DE ELASTICIDADE E TENSÃO DE ESCOAMENTO OBTIDOS NOS TESTES DE CHEN (2010).

Carregamento	Material	Módulo de elasticidade a 25°C (GPa)	Módulo de elasticidade a 427°C (GPa)	Tensão de escoamento <sup>1</sup> a 25°C (MPa)	Tensão de escoamento <sup>1</sup> a 427°C (MPa)
Contínuo	A-387 gr. 11 cl. 2	222	177	445	381
Cíclico		220	176,8	447	380
Contínuo	A-240 tp. 410S	197	115	366	267
Cíclico		194	198,2 (sic)	370	303

FONTE: Chen (2010).

Nota 1. Tensão de escoamento para deformação de 0,2%.

Como descrito anteriormente, após a remoção do coque do tambor, ele é fechado e a estanqueidade é testada com vapor. Em seguida, vapores de hidrocarbonetos efluentes do outro tambor (que está na fase de enchimento) são injetados no tambor vazio com o objetivo de preaquecê-lo a uma taxa de aquecimento relativamente baixa. Após este preaquecimento o tambor está pronto para receber efluente do forno reator, isto é, iniciar o ciclo de enchimento. A temperatura em que se encontra o tambor neste momento é chamada de temperatura de *switch* (*switch temperature*), devido à “troca” do tambor a operar, realizada pela válvula *switch* (ver FIGURA 2).

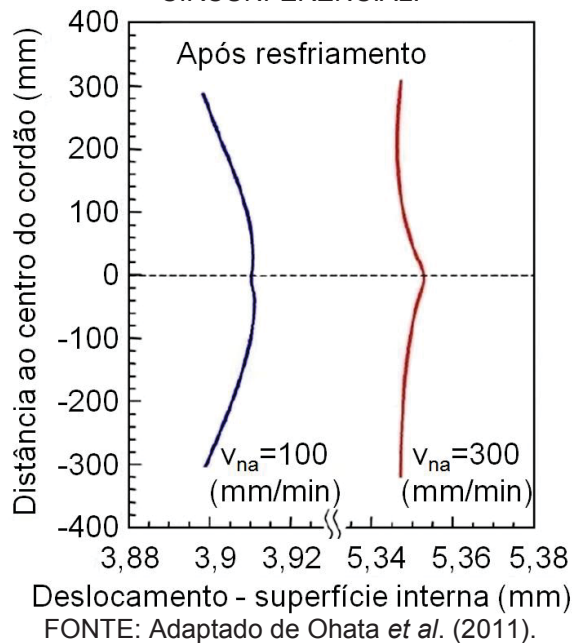
Através de uma análise térmica elasto-plástica via MEF, Ohata *et al.* (2011) estudaram a influência da diferença das resistências do cordão de solda circunferencial e do metal base dos anéis do casco do tambor de coque. Os autores verificaram que ocorrem deformações plásticas na região próxima ao cordão de solda, deixando o casco cilíndrico com um perfil pontiagudo no cordão (FIGURA 54). Este pico no perfil de deslocamentos radiais do casco resultante é direcionado para o exterior, em velocidades maiores de elevação do nível da água de resfriamento (300 mm/min, FIGURA 54, perfil à direita), e para o interior do casco, quando ocorrem velocidades menores (100 mm/min, FIGURA 54, perfil à esquerda). No primeiro caso, as deformações plásticas (0,2%) são maiores, porém, concentradas apenas próximo à superfície interna do casco e, no segundo, há deformação plástica

FIGURA 53 - CP APÓS OCORRÊNCIA DE *BULGE* NO 70° CICLO.



FONTE: Chen (2010).

FIGURA 54 - PERFIL DE DISTORÇÃO PLÁSTICA DO CASCO PRÓXIMO DE UMA SOLDA CIRCUNFERENCIAL.

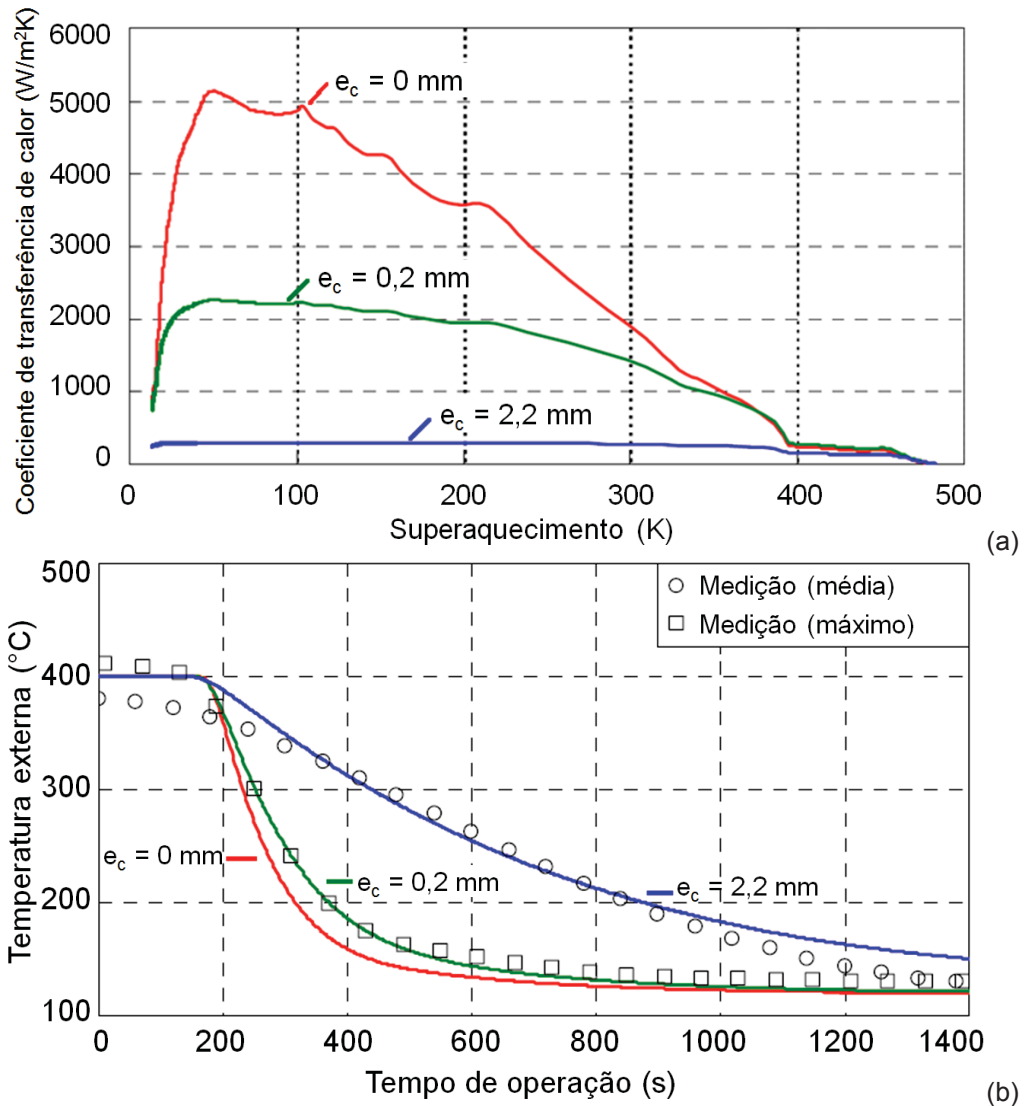


ao longo de toda a espessura da parede. Também neste caso, pela simulação da operação em dez ciclos, Ohata *et al.* (2011) verificaram que o acúmulo destas deformações, provoca uma distorção mais pronunciada, resultando em um *bulge* visível. Os autores também demonstraram que um resfriamento heterogêneo na direção axial (devido ao coque aderido à superfície interna) também provoca distorções plásticas similares, as quais, segundo Aumuller, Xia e Ju (2011), são potenciais causadoras de trincas passantes. Em ambos os casos, a evolução para um *bulge* visível é mais pronunciada quando as deformações plásticas se estendem por toda a espessura da parede do casco.

Um resfriamento heterogêneo do casco é comumente provocado por coque aderido à superfície interna do tambor, visto que a condutividade térmica do coque é muito menor que a dos metais. Yamamoto *et al.* (2011) estudaram a influência desta adesão de coque na transferência de calor através da parede do casco. O gráfico da FIGURA 55a mostra a variação do coeficiente de transferência de calor em função do superaquecimento (temperatura da parede menos a de saturação do líquido), e o da FIGURA 55b, a curva de resfriamento da superfície externa do casco. Em ambos os casos, há uma curva para cada espessura de camada de coque ( $e_c = 0/0,2/2,2mm$ ).

Outro resultado apresentado foi que as deformações na superfície interna do casco são aproximadamente 30% superiores às deformações na superfície externa.

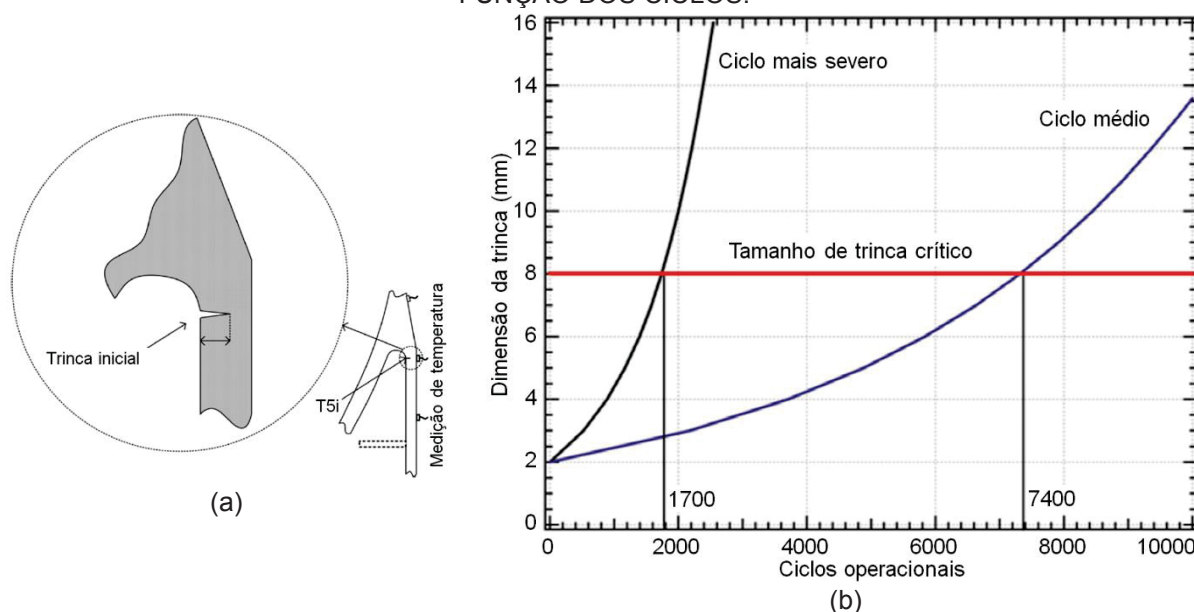
FIGURA 55 - (a) COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR E (b) CURVA DE RESFRIAMENTO DA SUPERFÍCIE EXTERNA DO CASCO, COM A PRESENÇA DE COQUE ADERIDO À SUPERFÍCIE.



FONTE: Adaptado de Yamamoto *et al.* (2011).

Ambarita *et al.* (2012) estimaram a vida residual de um tambor de coque, através da ligação saia-casco com uma trinca de comprimento inicial de 2 mm, na região de carregamento crítico encontrada por Oka *et al.* (2011), isto é, na superfície interna da extremidade superior da saia (FIGURA 56a). O trabalho, a partir de temperaturas e deformações experimentais, estimou o fator de intensificação de tensões como função da dimensão da trinca, para cada ciclo operacional, de forma a simular o seu crescimento. Para um tamanho crítico da trinca de 8 mm, obtido através do Diagrama de Determinação de Falha - *Failure Assessment Diagram - FAD* (BSI, 2005), foi encontrada uma vida residual do equipamento entre 1700 e

FIGURA 56 - (a) TRINCA INICIAL MODELADA NA SAIA. (b) PROPAGAÇÃO DA TRINCA EM FUNÇÃO DOS CICLOS.



FONTE: adaptado de Ambarita *et al.* (2012).

7400 ciclos de 48 horas (respectivamente pelo ciclos mais crítico e médio), conforme gráfico da FIGURA 56b.

Nikic e Xia (2012) analisaram diversas propriedades dos materiais utilizando o MEF e onze combinações de metal base e revestimento diferentes. No estudo, foi executada uma análise elastoplástica com endurecimento cinemático bilinear, de um casco cilíndrico, aquecido uniformemente e uma análise transiente termo-elástica, durante o resfriamento com água. As conclusões deste trabalho indicaram que a melhor combinação é do par aço Mn-Mo-Ni *ASTM A-302 grau C* (*ASTM*, 2012) como metal base e a liga de níquel N06625 como revestimento. O critério utilizado foi a menor razão tensão de von Mises-tensão de escoamento do material ( $\sigma_{eq}/\sigma_e$ ). Uma menor diferença entre os coeficientes de dilatação térmica deste par de materiais, maior tensão de escoamento do metal base (comparado aos materiais tradicionais) e do revestimento (comparado ao *ASTM A-240 tp. 410S*) e menor módulo de elasticidade do metal base, contribuem para este resultado. O trabalho também mostrou que para o par *ASTM A-387 gr. 22 cl. 2* (metal base) e liga de níquel N06600 como revestimento, as razões  $\sigma_{eq}/\sigma_e$  encontradas foram de 43,1% (base) e 31,1% (revestimento). Estas razões se alteram para 39,4% e 100%, respectivamente, quando é utilizado o aço inoxidável *ASTM A-240 tp. 410S* como revestimento, indicando um possível ganho com o uso de ligas de níquel, inclusive sobre metal base em aço liga Cr-Mo.

Vivas *et al.* (2012) realizaram um trabalho com o intuito de avaliar a influência de rasgos verticais (*slots*) na saia de tambores de coque, via MEF. Estes rasgos possuem furos nas extremidades, para redução da concentração de tensões nesta região. O trabalho verificou que o comprimento dos rasgos, comparado ao diâmetro destes furos (*key holes*), tem influência mais forte sobre a redução das tensões atuantes na superfície interna do tampo, próximo à ligação saia-casco. Porém, se por um lado, reduz-se a amplitude de tensão (axial) nesta região do casco, por outro, ocorre um aumento na amplitude de tensão (circunferencial) na saia, próximo e acima do furo superior do rasgo. Como exemplo, Vivas *et al.* (2012) obtiveram uma vida em fadiga de 3790 ciclos (amplitude de deformação axial de  $4080\mu$ ), determinada pela região supracitada do casco, e 75000 ciclos (amplitude de deformação circunferencial de  $2184\mu$ ) pela saia sem rasgos. Com a inclusão dos rasgos na saia, estes números se alteram para 185000 ciclos ( $1952\mu$ ) e 217 ciclos ( $18188\mu$ ), respectivamente.

Zhang e Xia (2013) desenvolveram modelos simplificados analíticos termo-elasto-plásticos que fornecem as tensões e deformações generalizadas e localizadas (nos pontos “frios” e “quentes”), em tambores de coque. Segundo os autores, os modelos desenvolvidos têm sua implementação e análise de resultados facilitadas, constituindo-se, desta forma, em uma ferramenta alternativa aos modelos de MEF mais complexos.

Araque e Vivas (2013) estudaram a influência de *bulges* sobre as tensões atuantes na região cilíndrica dos tambores de coque. Os autores modelaram, via MEF, dois tipos de *bulges*, um de forma angular e outro formado por um vale situado entre duas cristas. Assim, analisaram 15 (quinze) modelos geométricos diferentes, simulando cinco taxas de resfriamento diferentes. Dentre os resultados obtidos, os autores identificaram que a presença dos *bulges* faz com que a pressão interna gere tensões axiais iniciais (por conta da flexão) que, associadas às tensões térmicas, levam o material à região plástica. As dimensões do *bulge* mostraram pouca influência sobre a amplitude de tensões axiais, mas apresentaram relação direta com as tensões axiais máxima e média. Outro resultado interessante, é que a relação entre a tensão axial máxima atuante e a taxa de resfriamento é exponencial, em ambos os tipos de *bulge* modelados. Finalmente, segundo os autores, as regiões de ocorrência das maiores tensões axiais médias verificadas no estudo são as

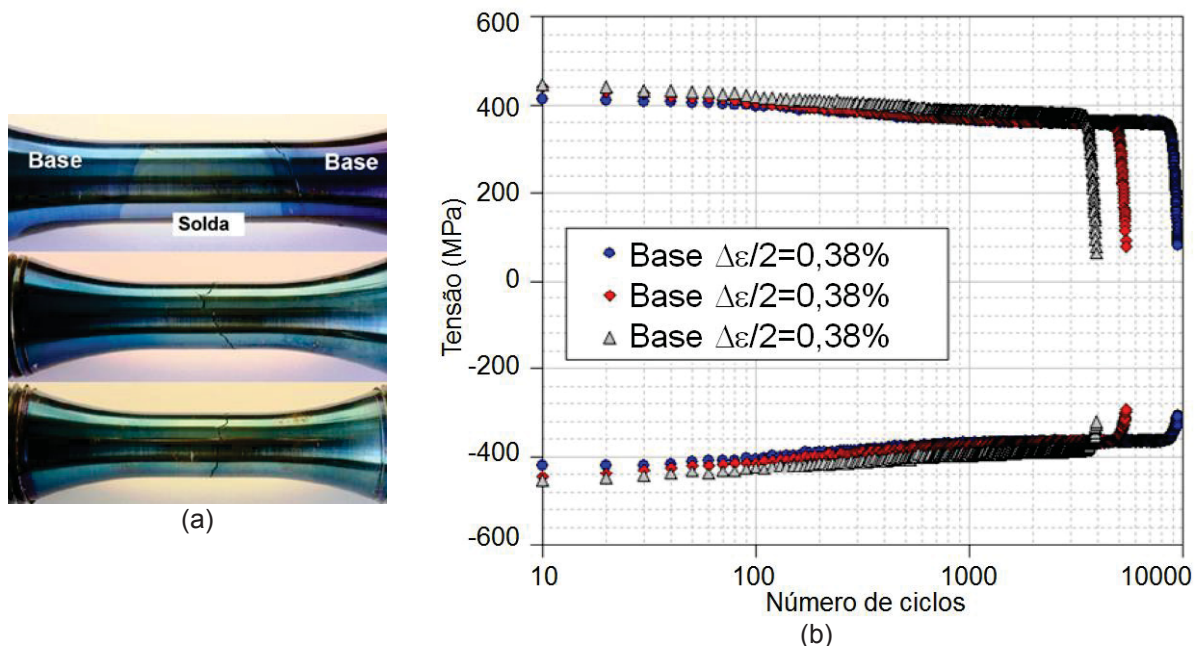
mesmas onde trincas foram registradas pelos estudos de referência. No *bulge* de formato angular, esta região é a superfície interna da crista, e no outro tipo, é a superfície interna das cristas e a externa do vale.

Chen *et al.* (2013) investigaram, através de experimentos, os mecanismos de dano e a vida em fadiga do material A-387 gr. 12 cl. 2 (1.1/4Cr-1/2Mo), incluindo a presença da solda. Estes autores, através de ensaios cíclicos de fadiga a elevada temperatura (250°C), verificaram que, na maior parte dos casos, a ruptura ocorre na zona termicamente afetada (ZTA) do metal base, principalmente devido à diferença entre as tensões de escoamento da solda e do metal base. Além disso, foi demonstrado que quanto maior a relação entre a tensão de escoamento da solda e a do metal base, menor é a vida em fadiga do tambor de coque.

Greenberg *et al.* (2014) procuraram identificar zonas metalúrgicas críticas na região de interface metal base-revestimento, em chapas de aço liga 1%Cr-1%Mo com revestimento em aço inoxidável 0,08%C-13%Cr, obtidas por soldagem por explosão, utilizadas em cascos de tambores de coque. Os autores identificaram, na região de transição da união soldada, cinco camadas diferentes em termos de composição química e de fase. Na interface sólido-zona fundida foi observada uma região de segregação rica em carbono e que contém carbeto em forma de bastonetes. Os autores consideraram esta região como uma potencial zona crítica do material. Além disso, recomendaram um tratamento térmico mais longo e a uma temperatura menos alta: 10h a 500°C em vez de 2h a 700°C, para garantir o alívio de tensões e evitar uma decomposição eutetóide.

Com o objetivo de levar em consideração as diferentes propriedades dos materiais base, da solda e da ZTA no cálculo de vida em fadiga de tambores de coque, Chen e Xia (2014) identificaram a vida em fadiga específica para cada um destes materiais, todos a partir do material A-387 gr. 11 cl. 2. Determinou-se que as vidas em fadiga da solda e da ZTA são, aproximadamente, metade e um quarto da do metal base, respectivamente, para uma mesma amplitude de deformação. Os autores conduziram testes de tração uniaxial e de fadiga cíclicos, completamente reversivos, em três diferentes CP's, apresentados na FIGURA 57a. Dois CP's fabricados com material de solda e base puros, e um CP cujo maior volume era composto de material da ZTA. Chen e Xia (2014) concluíram que esta região do material não apenas apresenta o menor número de ciclos até o início da trinca, como, também, apresenta a maior taxa de crescimento da trinca entre os materiais

FIGURA 57 - (a) CP'S: ZTA, METAL BASE E SOLDA. (b) TENSÃO EM FUNÇÃO DO NÚMERO DE CICLOS.



FONTE: adaptado de Chen e Xia (2014).

avaliados, conforme o gráfico de tensão em função do número de ciclos nos testes de fadiga, para amplitude de deformação ( $\Delta\varepsilon$ ) de 0,38%, apresentado na FIGURA 57b.

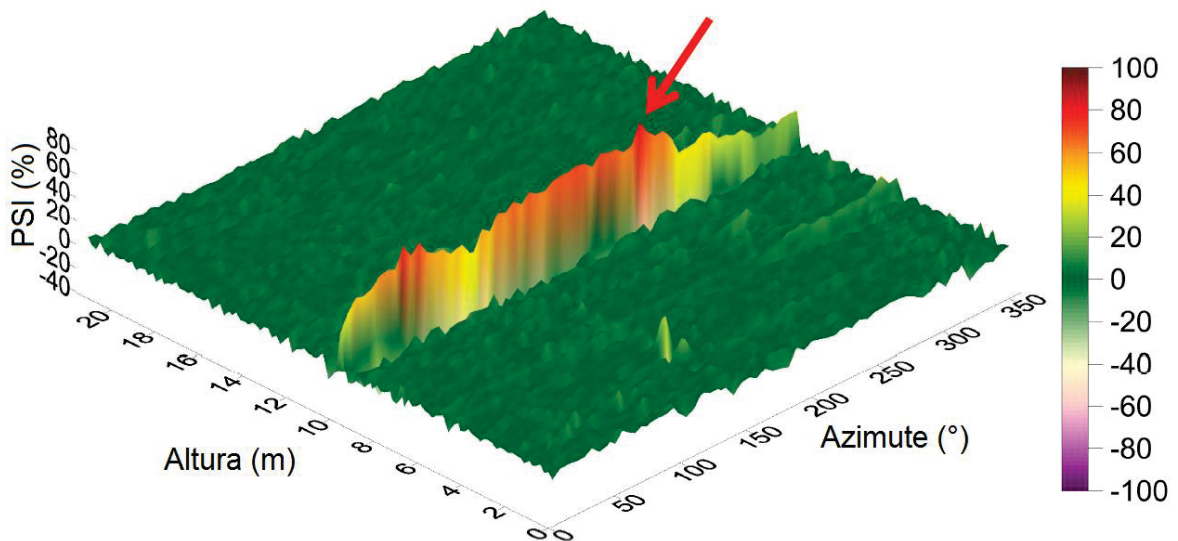
Samman, Tinoco e Marangone (2014) realizaram um estudo com o objetivo de correlacionar, com maior precisão, as medições dimensionais a laser de tambores de coque à severidade dos *bulges*, melhorando o gerenciamento de integridade destes equipamentos. Os autores possuíam medições a laser realizadas em quatro tambores. Através de simulações via MEF, os autores calcularam ao longo do casco do tambor um fator de concentração de tensões (*stress concentration factor* -  $SCF^{16}$ ) e um índice de deformação plástica (*plastic strain index* -  $PSI^{17}$ ). Pela comparação destes resultados com o conhecido histórico de trincas dos tambores, os autores obtiveram várias conclusões. Um *bulge* que causou trincas em um tambor, gerou pouca concentração de tensão e excessivas deformações. Uma ovalização local influencia fortemente a concentração de tensões, mas não as deformações, e não houve trincas relacionadas a esta distorção. As maiores

<sup>16</sup> As componentes de tensão são normalizadas em relação às tensões nominais analíticas calculadas para o casco cilíndrico, resultando no  $SCF$ .

<sup>17</sup> Marca registrada da empresa *Houston Engineering Solutions*, esta grandeza é dada pela relação entre a deformação plástica e o limite de deformação para falha, pelo critério de *Recommended Practice 579 for Fitness-For-Service*, *American Petroleum Institute, Washington, DC: 2000* e *API 579-1 ASME FFS-1 Standard for Fitness-For-Service*, *American Society of Mechanical Engineers, New York: 2007*.

concentrações de tensão em *bulges* ocorrem na transição *bulge*-casco, porém, verificou-se que as trincas induzidas por *bulges* estavam nos picos. Portanto, os resultados das análises de deformações mostram satisfatória correlação com a iniciação das trincas observadas. Apresentado na FIGURA 58, o campo do índice de deformação plástica (*PSI*), no casco de um tambor de coque, apresenta um pico no mesmo local de ocorrência da trinca, indicado pela seta.

FIGURA 58 - CAMPO DO *PSI* NO CASCO DE UM TAMBOR DE COQUE.

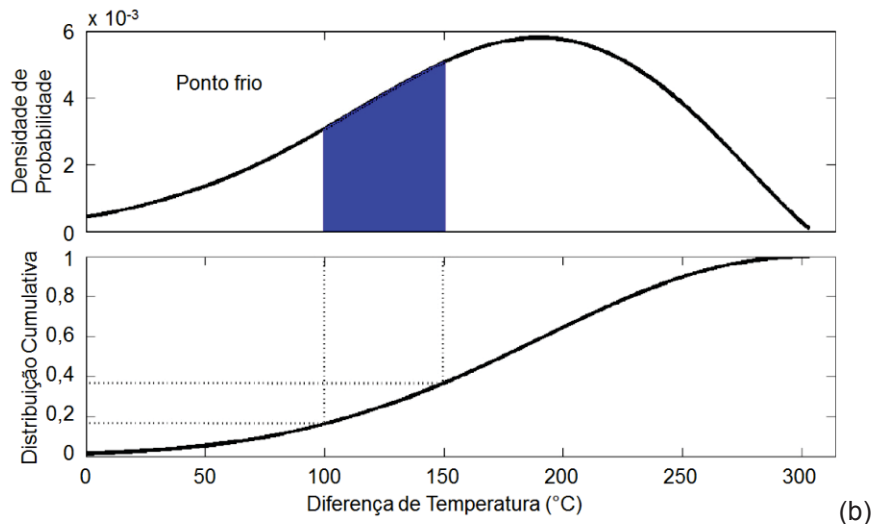
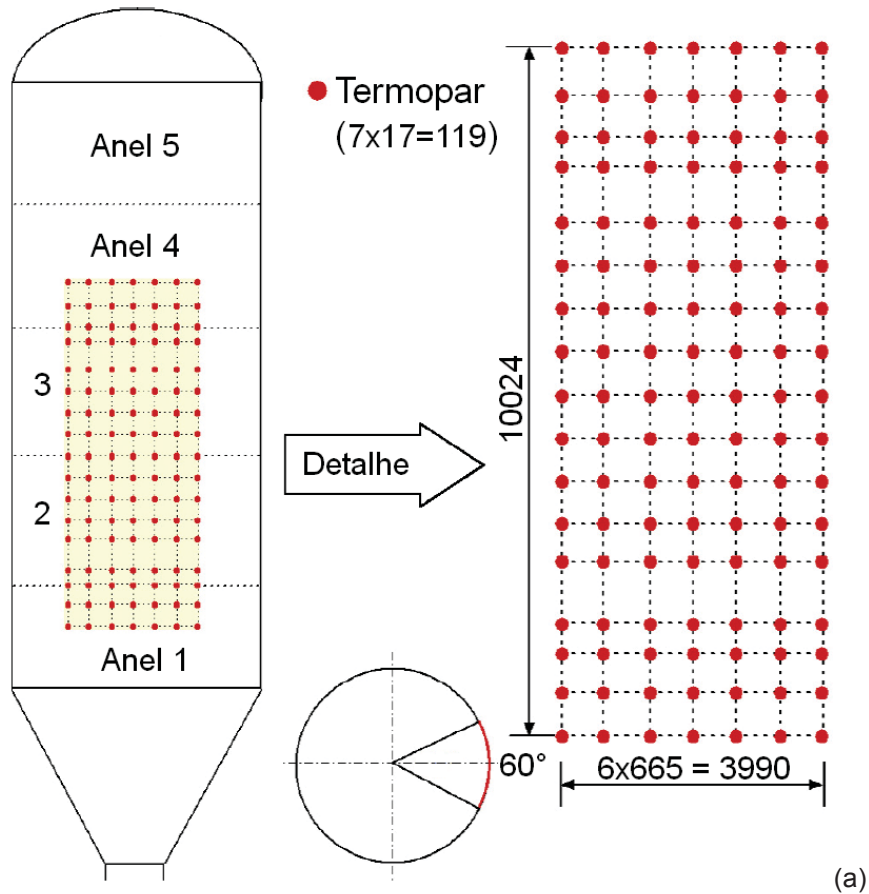


FONTE: adaptado de Samman, Tinoco e Marangone (2014).

Yan *et al.* (2015), por sua vez, investigaram a influência dos ataques de pontos “quentes” e “frios” no casco dos tambores em sua vida em fadiga. Foram utilizados 119 termopares, abrangendo 4 dos 5 anéis do casco, conforme indicado na FIGURA 59a, durante 200 ciclos operacionais. Através das diferenças de temperaturas entre cada ponto e os respectivos oito pontos contíguos, e de um tratamento estatístico sobre esses dados, verificou-se que tanto para os pontos “quentes” quanto para os “frios”, a maior densidade de probabilidade ocorre para uma diferença de temperatura de 200°C, o que é evidenciado no gráfico superior da FIGURA 59b. Esta figura, na sua porção inferior, também apresenta um gráfico da distribuição cumulativa das diferenças de temperatura entre o ponto “frio” e o seu entorno.

Yan *et al.* (2015) obtiveram experimentalmente as propriedades mecânicas do material A-387 gr. 22 cl. 2. Pelas medições de temperaturas, os autores verificaram que os pontos “quentes” e “frios” ocorreram na fase de resfriamento, e os

FIGURA 59: (a) MAPA DE DISTRIBUIÇÃO DE TERMOPARES E (b) FUNÇÃO DENSIDADE DE PROBABILIDADE E FUNÇÃO DISTRIBUIÇÃO CUMULATIVA DAS DIFERENÇAS DE TEMPERATURA DE UM PONTO “FRIO”.



FONTE: adaptado de Yan *et al.* (2015).

mais severos predominaram no terceiro anel do casco do tambor (FIGURA 4). A vida em fadiga do tambor, calculada pelo revestimento, é diminuída em 7,5 vezes pela ocorrência de pontos “quentes” e “frios” gerais e, quando estes são severos (diferença de temperatura superior a 200°C), este fator altera-se para 9,4. Com o uso de um fator redutor de 3,5, o qual considera as propriedades dos materiais da

solda e da ZTA segundo Chen<sup>18</sup> (2014, citado por YAN *et al.*, 2015), a vida em fadiga, considerando os pontos “quentes” e “frios” severos, é de 5340 e 5170 ciclos calculada pelo revestimento e material base, respectivamente. Desta forma, os autores concluem que a mitigação dos pontos “quentes” e “frios” deverá ser o objetivo de trabalhos futuros, pesquisando mudanças na taxa de resfriamento ou introduzindo outras técnicas que resultem em distribuições de temperatura mais uniformes, de modo a aumentar a vida em fadiga dos tambores de coque.

---

<sup>18</sup> CHEN, J.; XIA, Z. A Fatigue Life Prediction Method for Coke Drum Base, Weld, and HAZ Materials from Tensile Properties. *Materials and Design*, Edmonton, n. 63, p. 575-583, 2014

## APÊNDICE 2 - PROPRIEDADES DE MATERIAIS EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA

Nas FIGURAS 60 a 65, são mostrados os comportamentos, em função da temperatura, das seguintes propriedades dos materiais *ASTM A-387 gr. 11 cl. 2* e *A-240 tp. 410S*: tensão de ruptura e de escoamento, coeficientes de expansão térmica, condutividade e difusividade térmicas e módulo de elasticidade, respectivamente.

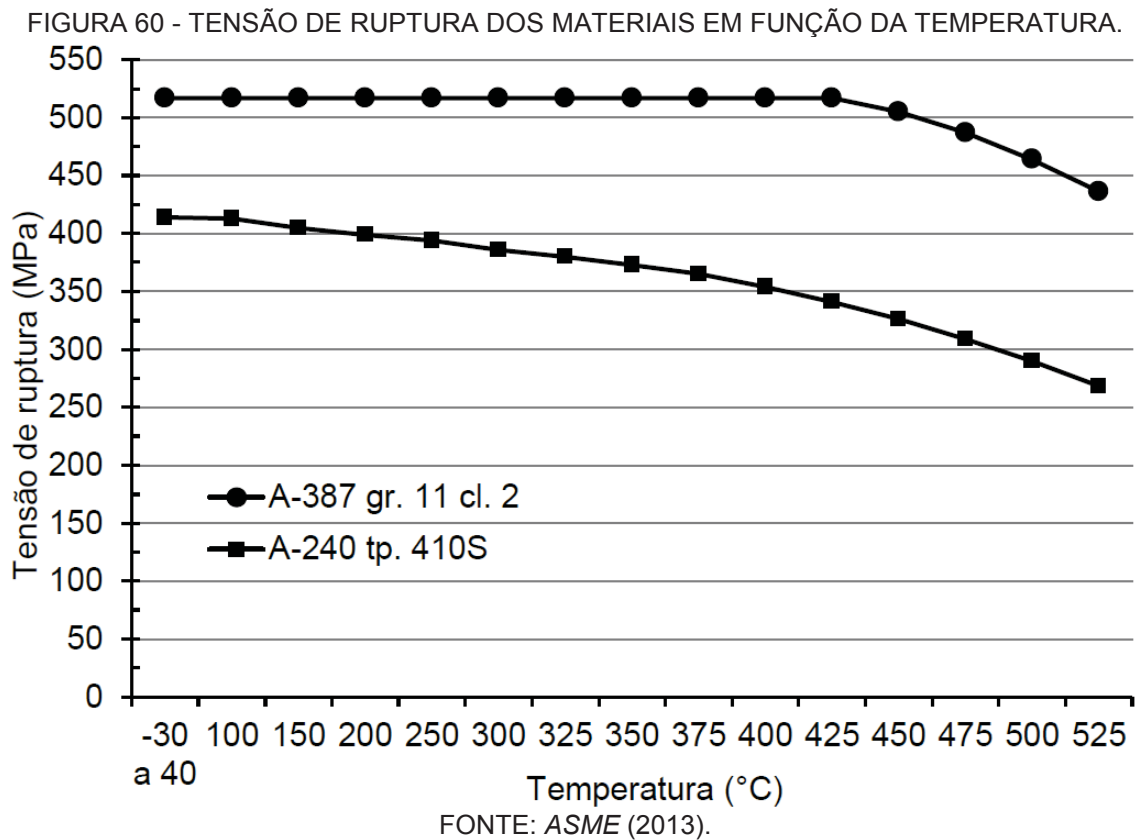
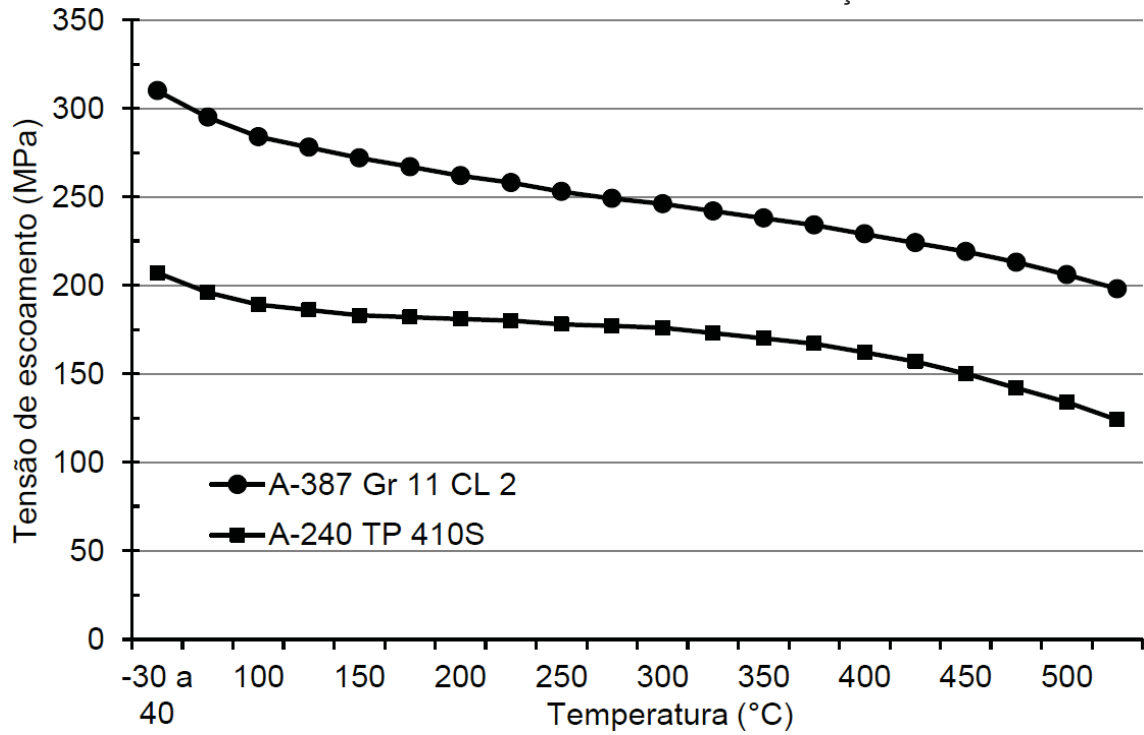
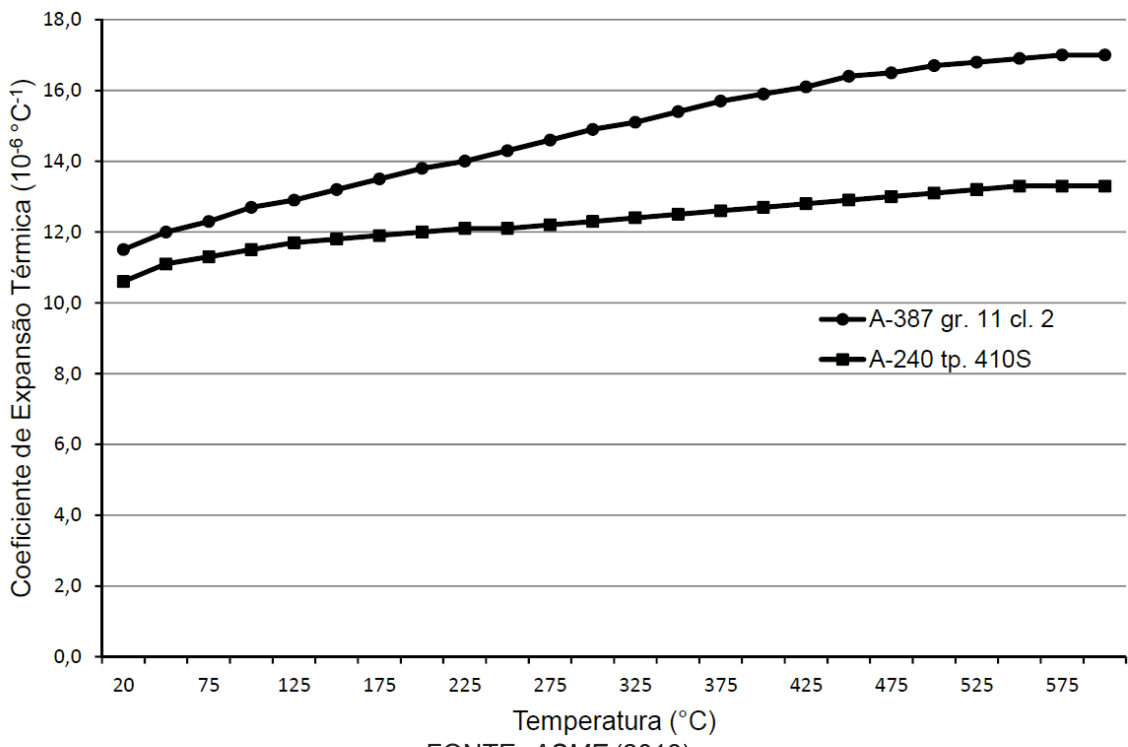


FIGURA 61 - TENSÃO DE ESCOAMENTO DOS MATERIAIS EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA.



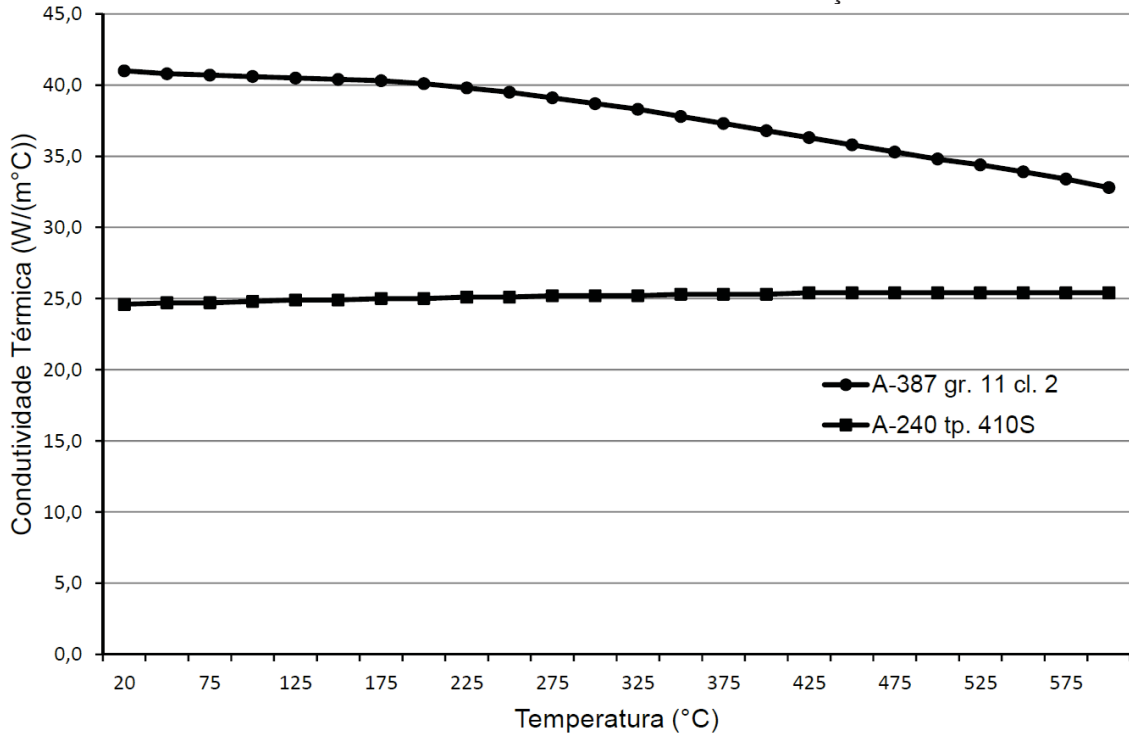
FONTE: ASME (2013).

FIGURA 62 - COEFICIENTE DE EXPANSÃO TÉRMICA DOS MATERIAIS EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA.



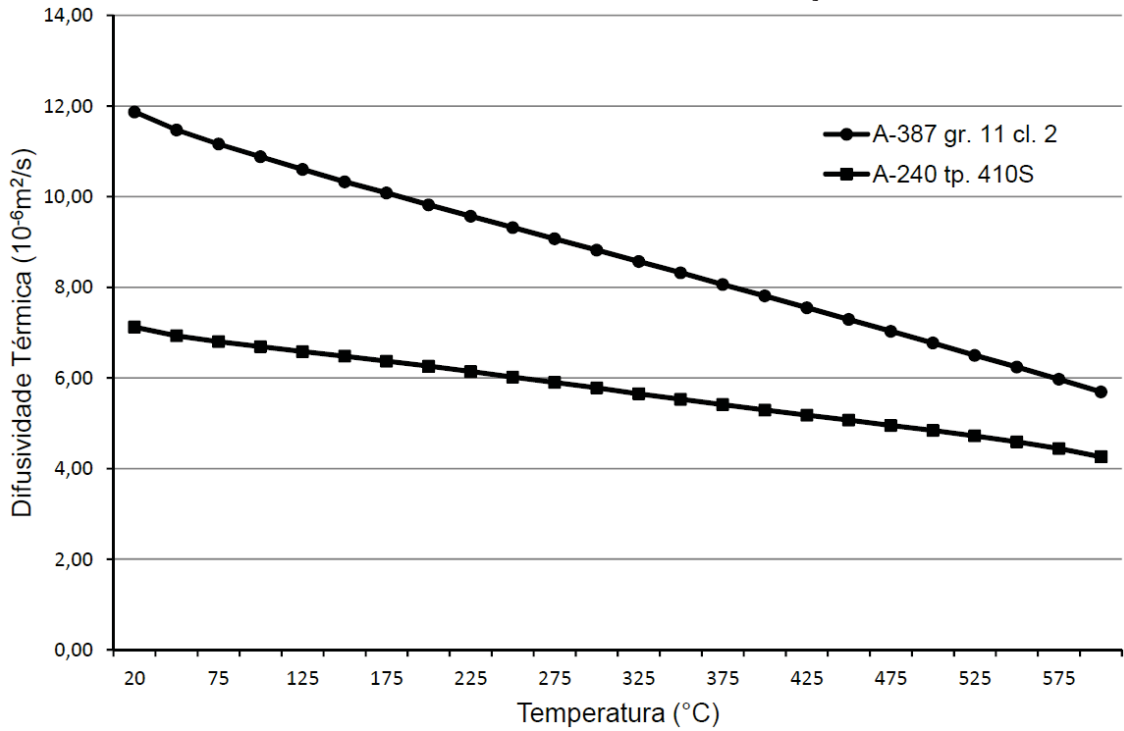
FONTE: ASME (2013).

FIGURA 63 - CONDUTIVIDADE TÉRMICA DOS MATERIAIS EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA.



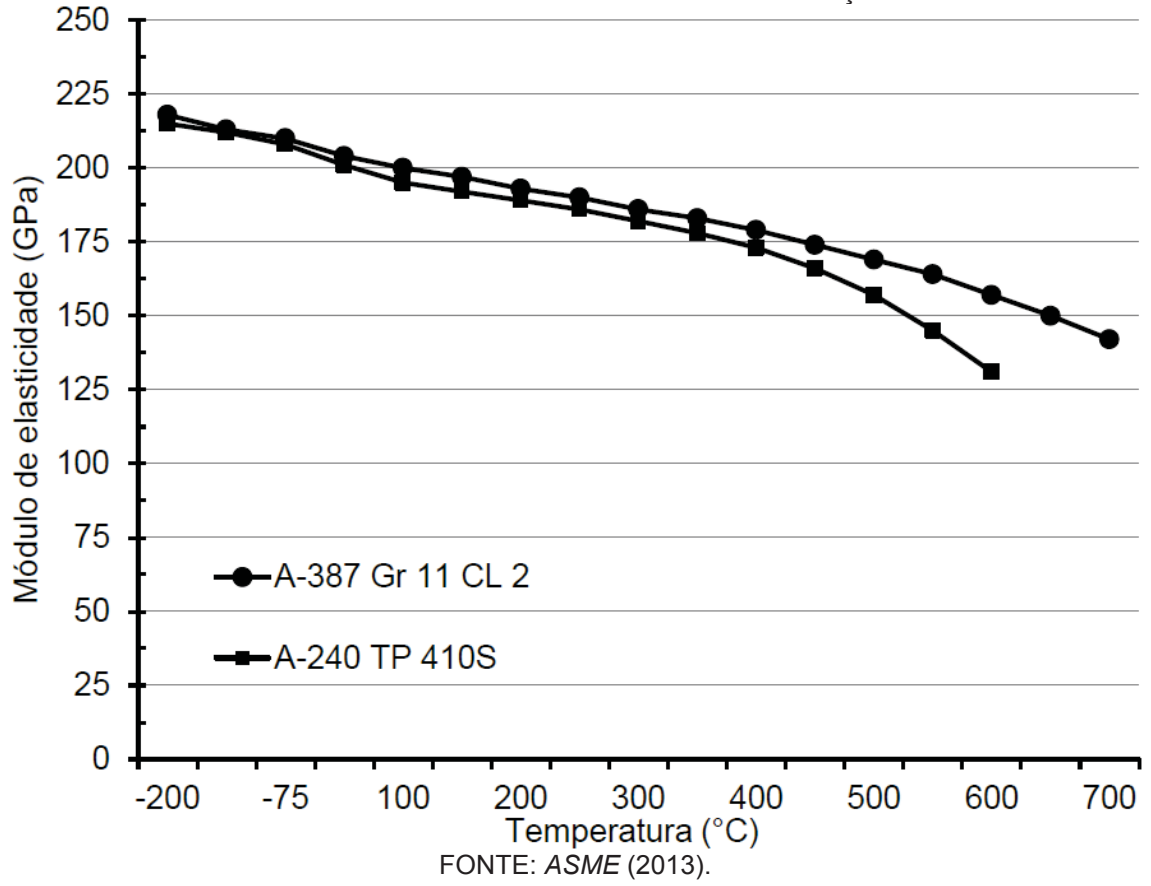
FONTE: ASME (2013).

FIGURA 64 - DIFUSIVIDADE TÉRMICA DOS MATERIAIS EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA.



FONTE: ASME (2013).

FIGURA 65 - MÓDULO DE ELASTICIDADE DOS MATERIAIS EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA.



### APÊNDICE 3 - COEFICIENTES DAS SÉRIES DE FOURIER DAS TEMPERATURAS NA CONFIGURAÇÃO MODIFICADA 8

O período da SF obtido pelo processo de otimização na configuração modificada 8 é  $2L = 44,56h$ , e os 29 coeficientes da série estão indicados na TABELA 16.

TABELA 16 - VALORES DOS COEFICIENTES DAS SF'S DAS TEMPERATURAS NA CM8, PARA OS RESPECTIVOS PONTOS.

Coeficiente	T1	T2	T3	T4
$a_0$	450,2200	492,7970	524,6640	386,3160
$a_1$	-120,4120	-128,2440	-140,8720	-114,8050
$a_2$	-53,4862	-60,0365	-52,2353	-30,0142
$a_3$	5,8579	3,6094	0,7264	4,6527
$a_4$	14,8680	16,8382	15,6530	-1,5561
$a_5$	1,7131	1,1908	1,3913	-3,2331
$a_6$	-7,2234	-10,2937	-13,0219	-2,3904
$a_7$	-6,694	-12,0798	-6,9669	-4,0532
$a_8$	0,2194	-4,3108	1,2116	1,2189
$a_9$	2,8306	-0,9171	1,1528	2,8067
$a_{10}$	0,0731	0,2604	0,0173	0,0060
$a_{11}$	-0,9064	2,7622	-2,4384	0,6680
$a_{12}$	-0,0079	0,0000	0,0036	-0,0086
$a_{13}$	-0,2264	-0,0685	-0,0116	-0,2955
$a_{14}$	0,5173	0,0687	-0,2913	0,1235
$b_1$	39,7397	43,0802	24,8098	35,2010
$b_2$	17,9246	30,0423	13,8243	28,9590
$b_3$	-3,6736	-0,0419	8,5485	3,8980
$b_4$	-10,0537	-10,6301	-2,0935	-7,2345
$b_5$	-5,3192	-8,0447	-9,1882	0,2998
$b_6$	1,9840	1,1337	-1,5611	5,1930
$b_7$	0,0300	0,3160	-0,4631	3,0766
$b_8$	-4,0865	-2,6707	-3,0411	-4,7172
$b_9$	-3,3988	-3,8876	-3,7038	-2,1053
$b_{10}$	2,3606	-1,0959	-0,8395	1,4510
$b_{11}$	2,4335	2,6340	3,0063	1,1112
$b_{12}$	-0,0851	0,1401	-0,1789	-0,0768
$b_{13}$	-0,0212	-0,0063	0,0045	0,0039
$b_{14}$	0,0065	0,0261	-0,0343	-0,0141

FONTE: o autor (2017).