

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA
DO RIO DE JANEIRO



Matheus Pinto Xavier

Estudo do método SN e modelagem computacional de contagem de ciclos usando o método *rain-flow* em projetos de vasos de pressão.

Projeto de Graduação

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia
Mecânica da PUC-Rio

Orientador: Jaime Tupiassú Pinho de Castro, Ph.D.
Coorientador: Marco Antônio Meggiolaro

Rio de Janeiro
Junho de 2020

AGRADECIMENTOS

Ao decorrer de minha graduação diversas pessoas participaram dando suporte e nada mais justo do que agradecê-las por tudo aquilo que foi conquistado ao longo dos semestres. Primeiramente quero agradecer a Deus por ter possibilitado esse caminho de conhecimento e luz pois sem ele nada disso teria acontecido.

Agradeço à minha família por ter sempre como principal ensinamento o estudo, por me guiar e sustentar nas horas mais complicadas que passei na universidade. Agradeço à minha mãe, à minha irmã e aos meus avôs que sempre batalharam muito para viabilizar os meus estudos e jamais terem desistido do meu sonho até quando eu mesmo não acreditava, saibam que isso tudo também é por vocês. Agradeço à minha namorada e toda sua família pelo apoio, palavras, acolhida, pelos carinhos e por toda forma de incentivo. Serei eternamente grato.

Agradeço a todo corpo docente e a secretária do Departamento de Engenharia Mecânica da PUC-Rio por toda assistência ao longo desses anos. Tive a oportunidade de ter aulas com grandes nomes da engenharia em especial meus orientadores Jaime Tupiassú e Marco Antônio Meggiolaro, que me ensinaram valores e conhecimento imensuráveis, e sempre solícitos quando eu precisei. Agradeço a professora Ana Rosa por me proporcionar a oportunidade de difundir meus dons como monitor e ajudar meus colegas de curso. Agradeço a todo grupo GReo que durante minha iniciação científica me deram todo suporte e aprendizado que me fez amadurecer como profissional do ramo.

Quero agradecer aos meus amigos Rafael Lobianco, Mengen Liu, João Pedro Botelho, Daniela Carvalho, Karina Mosqueira, Elisa Lacombe,

Natasha Hirschfeldt, Sérgio Valle, Lara Schimith, Ananda Lemos, Laura Fernandes, Murilo Oliveira, Gabriela Wegman, Maria Luiza Caldas, João Paulo Nagoya, Mike Valente, Paulo Marcelo Castro, Roberto Bandeira, Guilherme Gusmão e Rômulo Cunha por viverem momentos de dificuldades e de felicidade ao longo do curso. Muito obrigado, vocês foram essenciais para minha jornada.

Por fim, nada disso seria possível graças a instituição PUC-Rio, ao FESP, vice-reitoria comunitária e em especial o PROUNI, pela bolsa e por todo auxílio recebido durante toda a graduação.

RESUMO

Estudo do método SN e modelagem computacional de contagem de ciclos usando o método *rain-flow* em projetos de vasos de pressão.

Este trabalho possui como objetivo estudar o método SN e desenvolver uma modelagem de forma a se obter um resultado de acúmulo de danos em vasos de pressão. A fadiga é uma falha mecânica causada primariamente pela aplicação de cargas que variam no tempo, cuja principal característica é a geração e/ou o crescimento progressivo de uma trinca. A fratura de fadiga é um processo cumulativo e localizado. A trinca começa a surgir em uma região crítica do componente, que por sua vez, depende em um detalhe geométrico na localidade. A vida à fadiga até a sua fase final é dividida em duas fases: a de nucleação e a de crescimento da trinca. A iniciação da trinca é causada primariamente pela amplitude e pelo valor da tensão máxima, que depende fortemente de detalhes geométricos, ou seja, do fator de concentração de tensão. Nesse contexto, a vida à fadiga é sensivelmente afetada pelo gama da máxima tensão que atua na estrutura e juntamente com essas tensões o componente carrega um histórico de carregamento, somando cada vez mais danos ao seu histórico diminuindo a vida útil do componente. Pensando nisso, adotou-se técnicas de *rain-flow* implementado no software *MATLAB* para melhorar os cálculos de danos, já que para longo histórico de carregamento os cálculos são inviáveis então é preferível fazer uma modelagem para que viabilize os projetos de vida a fadiga.

Palavras chaves:

Fadiga; Entalhe; Dano; Tensão; Histórico de carregamento; Vida à fadiga; *rain-flow*.

ABSTRACT

Study of the SN method and computational modeling of cycle counting using the rain-flow method in pressure vessel designs

This work aims to study the SN method and develop a model to obtain a result of damage accumulation in pressure vessels. Fatigue is a mechanical failure caused primarily by the application of loads that vary over time, whose main characteristic is the generation and/or the progressive growth of a crack. Fatigue fracture is a cumulative and localized process. The crack begins to appear in a critical region of the component, which in turn depends on a geometric detail in the locality. The fatigue life until its final phase is divided into two phases: the nucleation and crack growth phases. Crack initiation is caused primarily by the amplitude and value of the maximum stress, which depends heavily on geometric details, that is, the stress concentration factor. In this context, fatigue life is significantly affected by the range of maximum stress acting on the structure and together with these stresses the component carries a loading history, adding more and more data to its history, decreasing the component's useful life. With this in mind, rain-flow techniques implemented in the MATLAB software were adopted to improve damage calculations, since for a long loading history the calculations are not viable so it is preferable to make a model so that fatigue life projects are possible.

Keywords:

Fatigue; Carving; Damage; Tension; Loading history; Fatigue Life; Rain-flow.

Sumário

1. Introdução.....	9
2. Motivação.....	11
3. Fundamentos.....	12
3.1 Fadiga	12
3.2 Trincamento por fadiga	13
3.3 Técnicas para o dimensionamento a fadiga	15
3.4 Resistência à fadiga	15
3.4.1 Estimativa da resistência a fadiga	18
3.4.2 Fatores que influenciam na resistência à fadiga	20
3.5 Análise de tensões	23
3.5.1 Tensões de tresca e Mises	26
3.5.2 Concentração de tensões em fadiga	28
3.5.3 Análise de tensões no método SN	29
3.5.4 Efeitos das tensões médias SN	30
3.6 Análise do dano à fadiga	32
3.7 Método rain-flow	32
4. Procedimentos de Filtragem	34
4.1 Vasos de pressão	34
4.2 Metodologia usada no código	36
4.3 Lógica Rain-flow e contagem de ciclos	38
4.4 Metodologia de filtragem	42
5. Verificação do código e resultados	45
6. Conclusões	49
7. Trabalhos futuros	52
8. Referências Bibliográficas	53
ANEXO A – Código usado na etapa 1 de Goodman	55
ANEXO B – Código usado na etapa 1 de Gerber	59
ANEXO C – Código usado na etapa 2 usando um carregamento complexo	63

Lista de figuras

1: Proa do cargueiro SS John P Gaines, ainda flutuando após sua quebra	11
2: Esquema típico da fase do trincamento por fadiga	13
3: Corte esquemático de uma trinca de fadiga	14
4: Curva SN do aço A-517, obtida testando CPs polidos numa máquina de Moore	16
5: Estimativa da curva SN para CPs de aço	17
6: Limites de fadiga medidos em várias ligas ferrosas, segundo Dowling	18
7: Limites de fadiga de 126 aços disponíveis no banco de dados coletados na literatura por Castro e Meggiolaro	19
8: Fator de tamanho kb em função do diâmetro do CP	21
9: Fator de acabamento superficial ka vs. SR para os aços, segundo Mischke	22
10: Razões $\frac{S_F(\theta)}{S_F(\theta_{amb})}$ e $\frac{S_R(\theta)}{S_R(\theta_{amb})}$ de 21 aços e de baixa liga	23
11: O velho círculo de Mohr é muito útil para visualizar e reproduzir as tensões	24
12: Componente das tensões variáveis no tempo	25
13: Círculo de Mohr para os casos de tensão plana com $\sigma_2 < 0$ e com $\sigma_2 > 0$	27
14: Mises e Tresca ajustam bem os resultados do limite de fadiga medido sob varias combinações de tensões induzidas Poe flexão e torção simultânea dos CPs	27
15: Esquema de curvas típicas (as linhas de Goodman e de Soderberg e a parábola de Gerber) ajustadas às cominações σ/σ_m que trincam os CPs na mesma vida N	30
16: Contagem rain-flow dos eventos de um carregamento complexo	33
17: Projeto de vasos de pressão cilíndrico retirados das notas de aula da disciplina Projeto de Sistemas mecânicos	34
18: Esquema de tensões principais retirado do Wikipédia	35
19: Diagrama de corpo livre de um vaso cilíndrico	36
20: Rain-flow com terminologias à fadiga	38
20.a: Histórico de carregamento ao longo do tempo	39
20.b: Primeira contagem de ciclo	40
20.c: Deslocamento E e F do processo	41
20.d: Contabilizando meio-ciclo e descartando C	41
20.e: Final da contagem	42
21: Exemplo de um filtro <i>racetrack</i> : (a) Carregamento original; (b) O <i>racetrack</i> definido entre as duas cercas; (c) A trajetória do piloto de A para F; e (d) O carregamento filtrado	44
22: Gráfico representativo do histórico de carregamento usado na etapa 1	46
23: Gráfico do histórico de carregamento real de serviço usado na etapa 2	48

Lista de tabelas

1. Dimensionamento do duto e prioridades mecânicas do material do duto	37
2. Dimensionamento do duto e prioridades mecânicas do material do duto	46
3. Resultados obtidos usando o método de Gerber de tensões equivalentes	47
4. Resultados obtidos usando o carregamento complexo	49
5. Resultados obtidos usando o carregamento complexo e com $k_f=1.5$	49
6. Resultados obtidos usando o carregamento complexo e com $k_f=2.0$	49
7. Resultados obtidos usando o carregamento complexo e com $k_f=2.5$	49

1. Introdução

As falhas estruturais são um problema importante na área da engenharia. Uma falha pode ser definida como a perda parcial ou terminal da funcionalidade de componente mecânico. Portanto, pode-se afirmar que é razoável que a principal função da engenharia estrutural seja garantir o perfeito funcionamento das estruturas, assim como controlar de alguma possível falha. É verdade dizer que a fadiga é geralmente o mecanismo de falha predominante em estruturas mecânicas. O mecanismo de falha por fadiga é induzido primariamente pela atuação de cargas repetidas e alternadas em uma componente, provocando a movimentação cíclica de discordâncias que inicia a formação de bandas de deslizamento. Com o seu crescimento, podem se formar extrusões e intrusões superficiais e por fim iniciar a microtrinca, evoluindo para uma trinca e propagando progressivamente até um indesejado colapso da estrutura.

A conceituação de limite de fadiga (S'_L) a partir de uma vida longa (N_L) é bastante útil no projeto contra fadiga. Esse conceito nos apresenta o fato de que as tensões que possuam amplitude abaixo desse limite não causam danos por fadiga, independentemente do número de ciclos de carregamento aplicados, gerando assim uma vida infinita à fadiga. [1]

A resistência a fadiga é uma propriedade do material que deve ser obtida por meio de experimentos, apesar de já existir alguma estimativa para o seu valor em literatura. Todavia, o limite de fadiga do componente submetida a condições reais de serviço (S_L) pode ser modificado de acordo com o acabamento superficial do componente, gradiente de tensão no ponto crítico do componente e com a temperatura de operação na qual o componente é submetido.

O pioneiro a perceber que a possível existência do limite de fadiga a partir de uma vida longa foi Wöhler no final do século XIX. Seu método se tornou um dos mais tradicionais para o cálculo do limite de fadiga. Entretanto esses métodos requerem um número grande de experimentos, com diversos corpos de prova e incalculáveis horas de testes em laboratório. Mesmo com toda essa dificuldade o método ainda prevaleceu por muito tempo, se tornando uma grande inspiração para outros pesquisadores na época.

O principal conceito do método SN foi usar um famoso método da engenharia para contornar os detalhes da fenomenologia e da micromecânica da iniciação e propagação das trincas por fadiga, seguindo o caminho da comparação entre a sollicitação e a resistência para quantificar os seus efeitos globais.

A principal contribuição de Wöhler foi esclarecer que a resistência à fadiga S_f não é uma constante do material, mas sim uma função não-linear de N , o número de ciclos de vida: $S_f = S_f(N)$. Em muitos casos esta dependência pode ser ajustada por uma função parabólica $N.S^b = c$.

Como regra geral, o método SN só deve ser aplicado quando as máximas tensões atuantes nos pontos críticos forem menores que a resistência ao escoamento cíclica, porque a análise de tensões usada neste método é linear. Logo, o método SN só é, em princípio, apropriado às previsões de vidas longas de peças não trincadas.

2. Motivação

Em primeira instância é preciso tomar conhecimento dos principais perigos da falha por fadiga pois um determinado componente que está em serviço há vários anos pode falhar abruptamente sem aviso prévio e levar a graves acidentes envolvendo perdas de pessoal e material.

Na segunda guerra mundial houve mais de 1500 falhas sérias por fratura frágil em navios americanos sendo que cerca de 20 quebraram sem aviso prévio. Na figura 1, observa-se a falha do SS John P Gaines, que se partiu ao meio quando navegava próximo das ilhas Aleutas, na costa do Alasca, em 1943. [1]



Figura 1: Proa do cargueiro SS John P Gaines, ainda flutuando após sua quebra. [1]

Essas embarcações eram feitas de estruturas pré-fabricadas e soldadas por uma tecnologia que ainda estava em fase de teste naquela época. Este modo de construção visava flexibilizar a produção e aumentar a frota, que era indispensável para manter o suprimento das tropas na frente de batalha.

As construções soldadas são mais rápidas e eficientes do que as construções rebitadas. No entanto, estas criam estruturas contínuas e extensas permitindo que a trinca propague de uma placa para outra sem qualquer impedimento, ao contrário das juntas rebitadas. [1]

3. Teoria

3.1 Fadiga

Falhas são chamadas de mecânicas quando são causadas por cargas de serviço. A fadiga é localizada, progressiva e acumulativa. Esta pode ser modelada sem influência das tensões na peça como todo. A grande parte das falhas estruturais que ocorrem na prática envolvem problemas de fadiga. Por exemplo, nos Estados Unidos o custo de falhas estruturais mecânicas é estimado em mais de 4% do seu PIB. [1]

Fenômenos relacionados à fadiga são multidisciplinares, unindo partes primordiais da engenharia para solucionar essas falhas. O trincamento por fadiga ocorre pela quebra de ligações atômicas, que automaticamente, provoca o movimento cíclico de discordância. O dimensionamento da fadiga requer técnicas macroscópicas de análise de tensões e deformação, de avaliações de resistências e acúmulo de dano. [1]

A modelagem das falhas por fadiga precisa ser rigorosa e confiável, já que a geração e propagação lenta é irreversível. Uma trinca não provoca mudanças evidentes no comportamento global da estrutura, isso porque os danos gerados pelo trincamento ficam quase sempre restritos a região crítica da peça e não tende a gerar avisos prévios de falha eminente. Por sua vez, as fraturas das peças fadigadas podem ocorrer de maneira brusca e inesperada, e por isso tem que ser evitada a qualquer custo nas estruturas potencialmente perigosas. [1]

O pesquisador mais importante sobre este tópico é August Wöhler. Ele introduziu diversos conceitos, procedimentos e metodologias utilizados até hoje no dimensionamento à fadiga. No meio de tantas contribuições se destacam o projeto e confecção de máquinas para testar peças e corpos de provas a fadiga, o uso de corpos de prova de flexão rotativa para levantar as primeiras curvas SN, a execução de testes de fadiga em tração e torção, o descobrimento de que a vida à fadiga deveria ser medida em ciclos e controlada pela gama de tensão, o relato de efeito de entalhes, tensão média, limite de fadiga e tensão residual, o projeto para vida infinita e defendeu que as propriedades dos materiais devem ser medidas experimentalmente antes de serem aprovadas para seu uso estrutural. [1]

3.2 Trincamento por fadiga

O trincamento por fadiga pode ser provocado pela aplicação repetida de cargas alternadas, que são dependentes das cargas de serviço. É importante salientar que a trinca por fadiga pode ter seu início no ponto crítico da peça mesmo quando esta região esteja inicialmente desprovida de defeitos. Como foi dito anteriormente, a trinca se inicia em uma fase microscópica com um deslizamento atípico das discordâncias. À medida que essas bandas de deslizamento crescem, podem ser formadas extrusões e intrusões superficiais, gerando assim diversas microtrincas no ponto crítico da peça. [1]

Eventualmente, a microtrinca dominante passa a concentrar todo dano, após crescer paralelamente à tensão cisalhante máxima por alguns grãos, muda de direção, passando a propagar numa direção quase invariavelmente perpendicular à máxima tensão normal trativa atuante ao longo do seu caminho. [1]

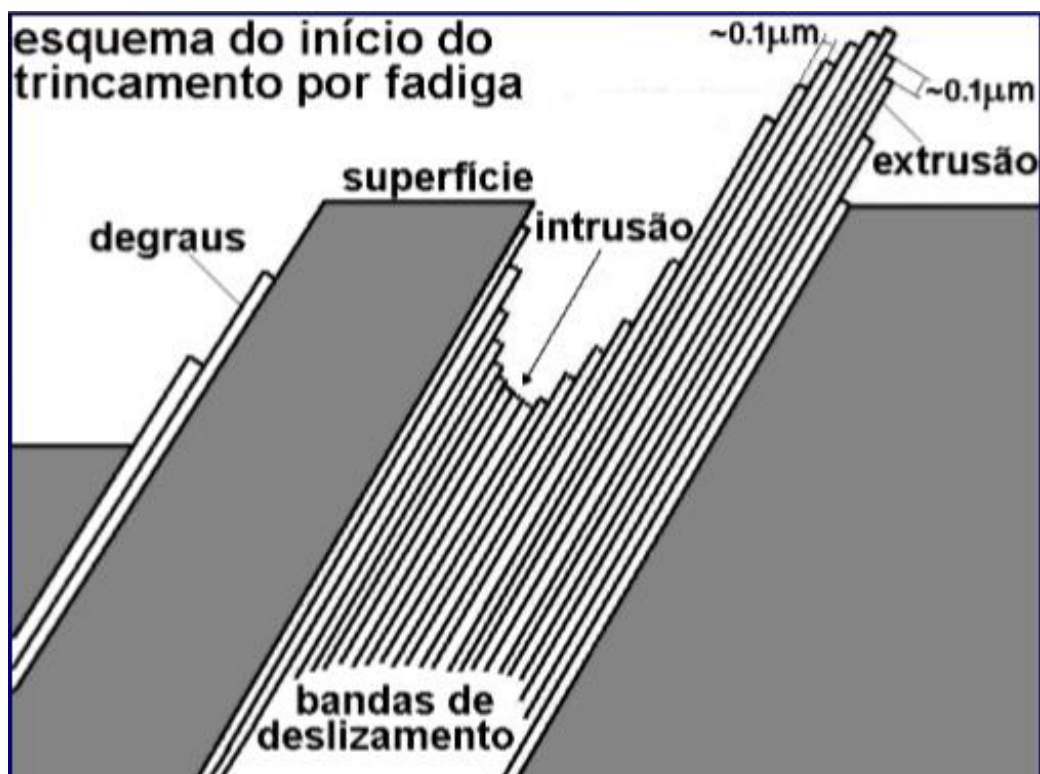


Figura 2: Esquema típico da fase do trincamento por fadiga. [1]

Depois de terminada a fase de iniciação, a trinca muda de direção procurando a perpendicularidade à máxima tensão normal trativa atuante ao longo do caminho, para

diminuir a perda de energia por atrito entre as faces, sendo agora chamada de fato de trinca. As taxas de propagação da trinca em geral estão contidas na faixa de $10^{-12} < da/dN < 10^{-4}$ m/ciclo, na qual são primariamente controladas pelo fator de intensidade de tensão. Este depende não só da gama de tensão aplicada como também da geometria da trinca e da peça. [1]

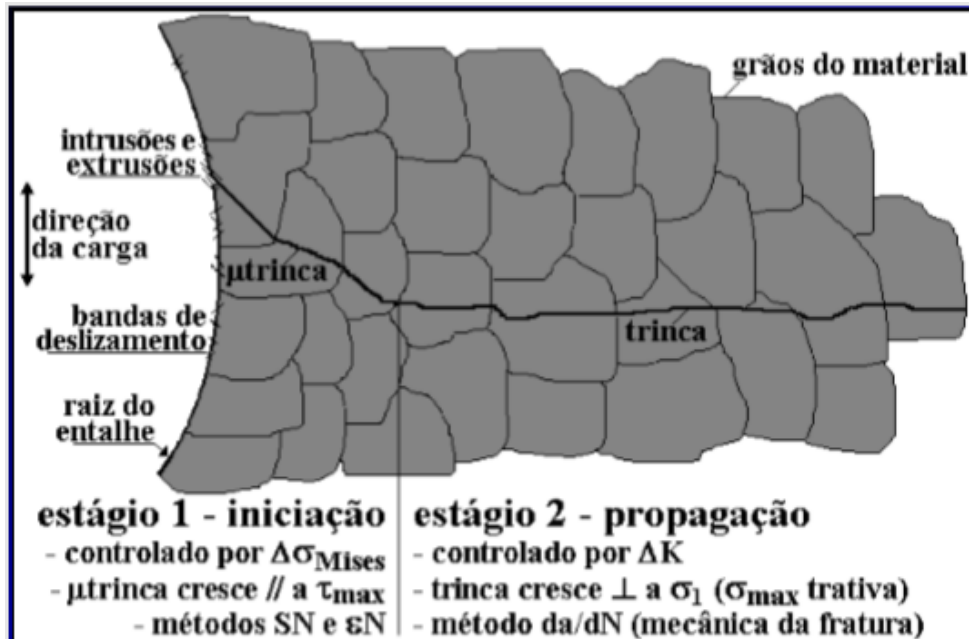


Figura 3: Corte esquemático de uma trinca de fadiga. [1]

A propagação da trinca é sempre lenta e permanece até que o tamanho crítico da trinca seja atingido, levando a peça à fratura. Isso ocorre quando o fator de intensidade de tensão atinge a tenacidade da peça. Então, conclui-se que a iniciação da trinca depende dos detalhes da geometria e do material do ponto crítico da peça. Além disso, esse estágio de iniciação depende da história de tensões e deformações atuantes no ponto crítico. Por outro lado, a propagação da trinca, que é paulatina e estável, depende da história dos fatores de intensidade de tensão que a solicita em serviço. [1]

3.3 Técnicas para o dimensionamento a fadiga

Na literatura, as técnicas são divididas em três grandes metodologias clássicas no dimensionamento de projeto à fadiga. Estas são:

1. Método SN: Correlaciona o início do trincamento por fadiga no ponto crítico de qualquer estrutura e é devidamente testado sob histórias de tensão similares às de serviço. Este modelo supõe que as tensões macroscópicas que solicitam o ponto crítico são lineares elásticas, logo é bem simples, mas deve ser usado apenas para evitar o trincamento a fadiga ou para prever as vidas longas associadas às cargas elásticas. [1]
2. Método ϵN : Idealizado por Coffin-Manson, este reconhece as deformações elastoplásticas cíclicas que atuam no ponto crítico da peça. Estas devem ser testadas sob históricos de deformação similares as geradas pelas cargas de serviços. Este método é computacionalmente mais complexo que o SN, no entanto, tem o mesmo objetivo quando se fala em iniciação de trincas por fadiga. [1]
3. Método da da/dN , ou de Paris: É baseado em conceitos da mecânica da fratura linear elástica, é indispensável para modelar e prever a propagação das trincas por fadiga. [1]

3.4 Resistência à fadiga

Para definir a resistência à fadiga, o método SN supõe que o início do trincamento no ponto crítico de qualquer peça pode ser reproduzido testando corpos de prova (CPs) que tenham a mesma resistência, fabricados com as mesmas características locais e com o mesmo material e tenha sido submetido ao mesmo histórico de tensão que é solicitada em serviço. Sabendo da dificuldade de fabricação de CPs com mesmos detalhes do ponto crítico do componente e utilizando CPs menores e padronizados com o mesmo material, pode-se incluir os efeitos de todos os detalhes que possivelmente influenciam localmente a vida à fadiga do seu ponto

crítico por meio de uma estimativa e por métodos empíricos. Os CPs padronizados por SN têm superfície polida, livre de entalhes e de tensões residuais propositais. Com isso, todos os pontos representados no gráfico de SN se referem à resistência a fadiga do material e não da estrutura. A curva obtida por um teste SN é descrita pela equação de Wöhler: [1]

$$N \cdot S_F^B = C \quad (1)$$

$$S_F(N) = \left(\frac{C}{N}\right)^{\frac{1}{B}} \quad (2)$$

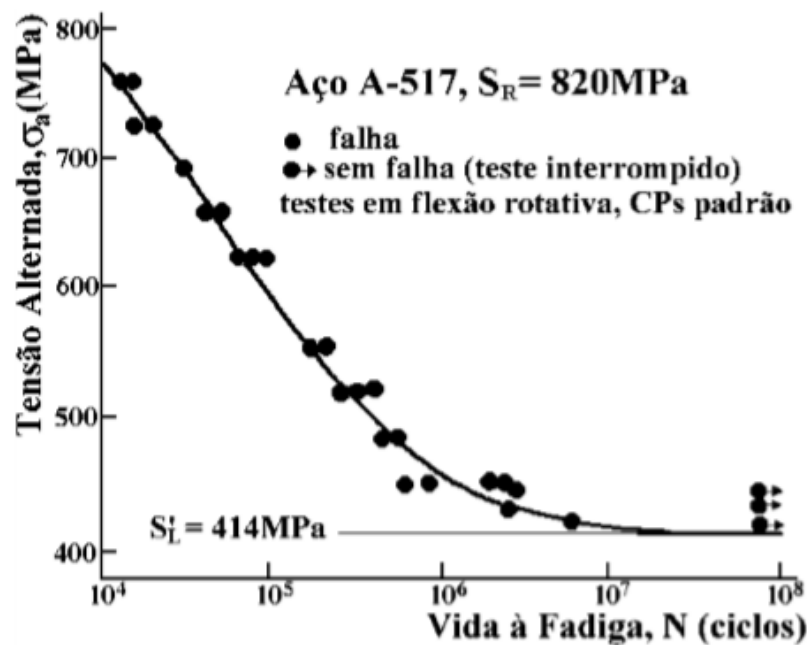


Figura 4: Curva SN do aço A-517, obtida testando CPs polidos numa máquina de Moore. [1]

Linearizando essa curva usando o método logarítmico representado na equação (2):

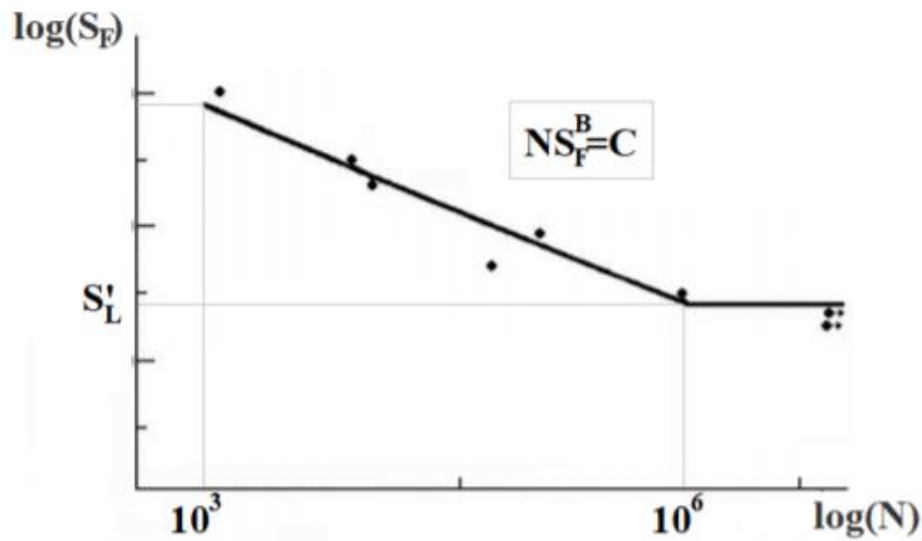


Figura 5: Estimativa da curva SN para CPs de aço. [1]

No ajuste logarítmico B e C são constantes do material, que podem ser chamadas de expoente e de coeficiente de Wöhler, e $S_F(N)$. Esta é medida em MP, resistência à fadiga do material, propriedade associada a uma vida finita de N ciclos de carregamento. A partir dos testes realizados por Wöhler, foi possível ainda identificar a existência de um limite de resistência à fadiga S'_L a partir de uma vida longa N_L . Este limite significa que as tensões de amplitudes menores que $\sigma_a = \Delta\sigma/2 < S'_L(N_L)$ não causam qualquer dano nos CPs, indicando que poderiam ter assim uma vida infinita à fadiga. O limite de fadiga dos aços em geral ocorre em vidas entre $10^6 < N_L < 10^7$ ciclos [1]. Sendo o limite de fadiga do material S'_L , damos a notação SL ao limite de fadiga da peça.

Existem autores que não recomendam o uso do limite de fadiga, mas reconhecem que a influência da vida na resistência à fadiga $S_F(N)$ diminui quando o N é muito maior, e põem uma curva SN bi-linear em log-log, com inclinação menor após alguma vida longa N_L , como por exemplo, Haibach [8] propôs que para vidas $N > N_L$ (na qual o limite de fadiga era originalmente definido) a curva SN passe a ter a inclinação (menor) que $2B-1$, e seja dada por [1]:

$$NS_F^{2B-1} = C \cdot [S'_L(N_L)]^{B-1} \quad (\text{para } N > N_L) \quad (3)$$

3.4.1 Estimativa da resistência a fadiga

Após análise estatística de uma grande quantidade de resultados experimentais, Castro e Meggiolaro [1] usam para estimar as resistências à fadiga as equações propostas por Juvinall [5], que na ausência de experimentos confiáveis a resistência de corpos de prova padronizados de aço usando:

$$NS_F^B = C \text{ se } 10^3 < N < 10^6 \quad (4)$$

$$S_F(N \geq 10^6) = S'_L \quad (5)$$

Corpos de prova padronizados de aço:

$$S'_L(10^6) = \begin{cases} S_F(10^3) = 0.9 \cdot S_R \\ 0.5 \cdot S_R, & S_R \leq 1400 \text{ MPa} \\ 700 \text{ MPa}, & S_R > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (6)$$

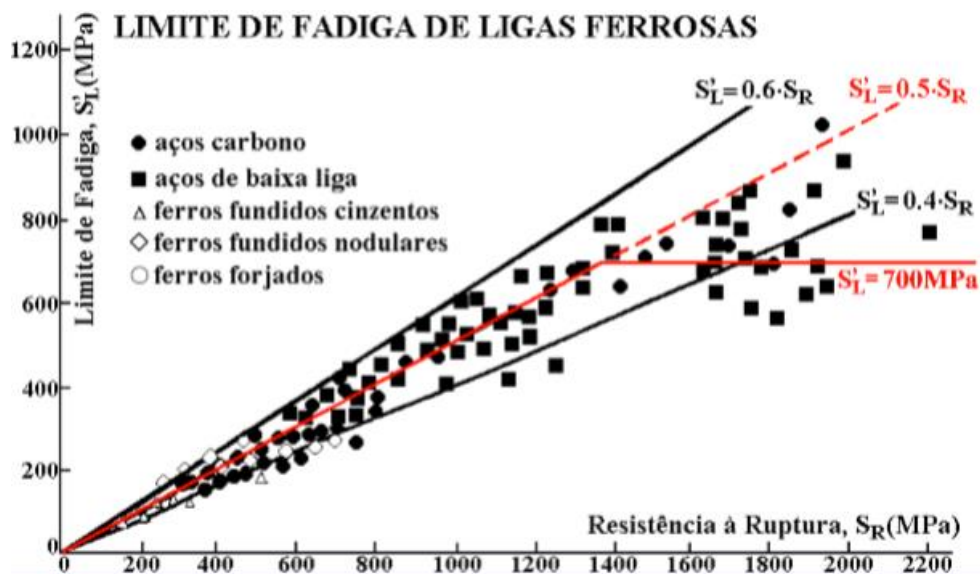


Figura 6: Limites de fadiga medidos em várias ligas ferrosas, segundo Dowling [9].

A estimativa proposta por Juvinall [5] para aços é frequentemente usada para todos os metais. No entanto, este uso é inseguro. O método SN baseia-se numa análise de tensões linear elástica, mas em 85% de 7270 ligas metálicas analisadas a partir da base de dados, $\sigma = 0.9 \cdot S_R > S_E$. Uma estimativa $S_F(10^3) = 0.9 \cdot S_R$ quase

sempre implica no escoamento no corpo de prova nas vidas de 1000 ciclos, invalidando assim a linearidade assumida na análise linear elástica de SN. [1]

Castro e Meggiolaro [1] propõem através de análise do banco de dados de 724 aços diferentes e em testes feitos sob tração-compressão, não sob flexão rotativa, onde não há dúvidas sob as tensões aplicadas nos corpos de prova. Da análise destes dados, concluiu-se que a resistência a fadiga em 1000 ciclos é em geral bem menor que $0.9 \cdot S_R$, pois na média aqueles aços apresentam:

$$NS_F^B = C \text{ se } 10^3 < N < 10^6 \quad (7)$$

$$S_F(N \geq 10^6) = S'_L \text{ se } N > 10^6 \quad (8)$$

Corpos de prova padronizados de aço:

$$\begin{cases} S_F(10^3) = \begin{cases} 0.73 \cdot S_R, & \text{se } S_R \leq 1400 \text{ MPa} \\ 0.67 \cdot S_R, & \text{se } S_R > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \\ S'_L(10^6) = \begin{cases} 0.5 \cdot S_R, & S_R \leq 1400 \text{ MPa} \\ 700 \text{ MPa}, & S_R > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \end{cases} \quad (9)$$

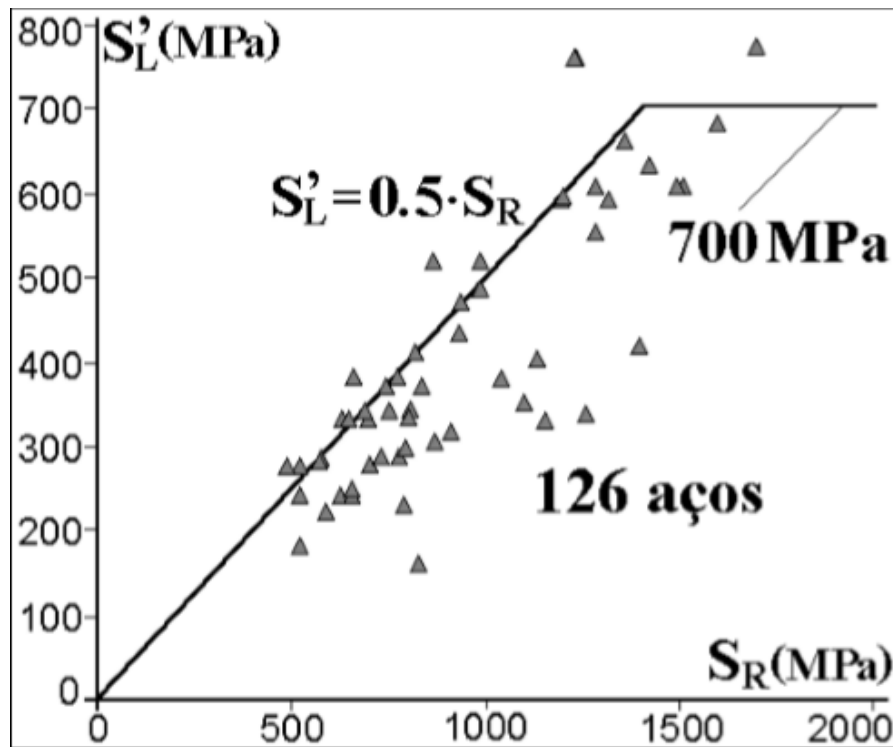


Figura 7: Limites de fadiga de 126 aços disponíveis no banco de dados coletados na literatura por Castro e Meggiolaro. [1]

Pode-se estimar a resistência a ruptura S_R (em MPa) dos aços através da sua dureza Brinell HB (medida em Kg/mm^2 , como ainda é usual).

$$S_R \cong 3.4 HB$$

Com isso, é importante enfatizar que estimar propriedades mecânicas é uma tarefa muito pouco segura, no ponto de vista de incerteza, tornando esta muito arriscada. Com tudo, é aconselhado sempre associar as estimativas de propriedades a alguma avaliação do erro já que elas podem introduzir nas previsões, até para que possam especificar de forma adequada os fatores de segurança a ser usados no dimensionamento. [1]

3.4.2 Fatores que influenciam na resistência à fadiga

A estimativa da curva SN dos materiais estruturais foi feita por corpos de prova padrão do tipo Moore ou semelhante. Portanto, para estimar a curva SN de peças reais é indispensável quantificar os efeitos dos vários detalhes que podem influenciar localmente a vida à fadiga do seu ponto crítico.

A concentração de tensões introduzida por entalhes (como furos, ombros ou rasgos), e as macrotensões residuais (que afetam o estado macroscópico em torno do ponto crítico), podem ser consideradas na análise das tensões, e por isso não são tratadas como detalhes modificadores da resistência à fadiga. Mas os entalhes que atuam numa dimensão pequena, da ordem do tamanho do grão do material (como o acabamento superficial), não são modeláveis pela análise de tensões usando no método SN (linear, elástica, isotrópica e homogênea). Com tudo, os seus efeitos têm que ser calibrados empiricamente e são, em geral, quantificados por uma série de fatores modificadores da resistência à fadiga do material, k_i . Por isso, na ausência de resultados experimentais específicos e confiáveis, uma receita muito usada pelos projetistas mecânicos, estima o limite de fadiga S_L das peças de aço por: [1]

$$\begin{cases} S_L(10^6) = k_a \cdot k_b \cdot S_R, & \text{se } S_R \leq 1400MPa \\ S_L(10^6) = k_a \cdot k_b \cdot 700MPa, & \text{se } S_R > 1400MPa \end{cases} \quad (10)$$

É razoável esperar que os efeitos da temperatura também devam ser considerados na vida curta, que são certamente afetadas por ele. Na ausência de resultados experimentais confiáveis, se propõe assumir uma resistência à fadiga S_F (10^3) dada por: [1]

E a resistência à fadiga S_F das peças em aço:

$$\begin{cases} S_F(10^3) = k_\theta \cdot 0,76 \cdot S_R, & \text{se } S_R \leq 1400 \text{MPa} \\ S_F(10^3) = k_\theta \cdot 0,67 \cdot S_R, & \text{se } S_R > 1400 \text{MPa} \end{cases} \quad (11)$$

- **Fator de tamanho**

A finalidade de k_b é quantificar o efeito do tamanho da peça no seu limite à fadiga. Este é medido testando corpos de prova que só diferem pelo seu diâmetro dos CPs de Moore. Para CPs ou peças que trabalhem sob carga de tração/compressão alternadas, é proposto por Castro e Meggiolaro [1] um ajuste para k_b usando um tipo degrau, $d < 8 \text{ mm} \rightarrow k_b = 1$, e $d \geq 8 \text{ mm} \rightarrow k_b = 0.9$.

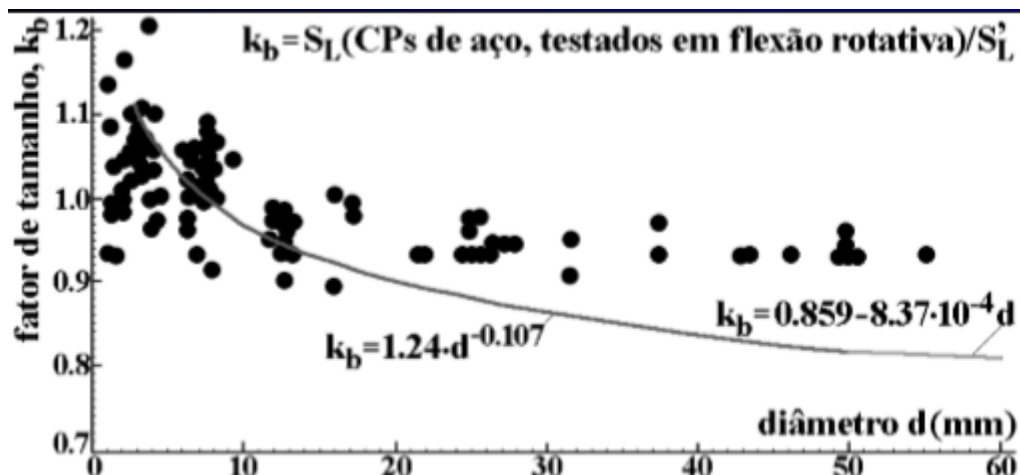


Figura 8: Fator de tamanho k_b em função do diâmetro do CP.[1]

- **Fator de acabamento superficial**

O fator de acabamento k_a quantifica o efeito do acabamento superficial (cuja dimensão característica α é pequena em relação a da anisotropia do material) no limite à fadiga: [1]

$$k_a = k_a(\alpha, S_R) = S_L(\alpha, S_R) / S'_L \quad (12)$$

$S_L(\alpha, S_R)$ é o limite de fadiga medido testando CPs que só difiram dos CPs padrão pelo acabamento da sua superfície, e o S'_L é o limite medido testando CPs polidos que foi estudado por Mischke [10].

Equação do acabamento superficial do ponto crítico:

$$\text{Polido: } k_a = 1 \quad (13.1)$$

$$\text{Retificado: } k_a = 1.58 \cdot (S_R)^{-0.086} \quad (13.2)$$

$$\text{Laminado a frio ou usinado: } k_a = 4.45 \cdot (S_R)^{-0.265} \quad (13.3)$$

$$\text{Laminado a quente: } k_a = 56.1 \cdot (S_R)^{-0.719} \quad (13.4)$$

$$\text{Forjado: } k_a = 271 \cdot (S_R)^{-0.995} \quad (13.5)$$

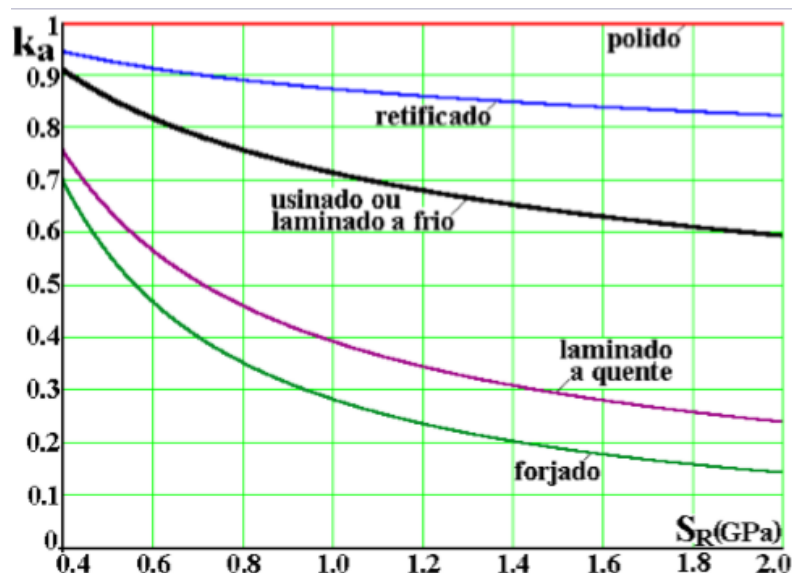


Figura 9: Fator de acabamento superficial k_a vs. S_R para os aços, segundo Mischke [10].

- **Fator de temperatura**

O fator k_θ quantifica a variação do limite de fadiga da peça com sua temperatura de trabalho θ_t , quando os efeitos de fluência podem ser desprezados, ou seja, quando o teste é muito rápido ou quando $20 < \theta_t < 540^\circ\text{C}$, pode se ajustar o fator pelo polinômio: [1]

$$k_\theta = 0.988 + 6.52 \cdot 10^{-4} \theta - 3.42 \cdot 10^{-6} \theta^2 + 5.93 \cdot 10^{-9} \theta^3 - 6.25 \cdot 10^{-12} \theta^4 \quad (14)$$

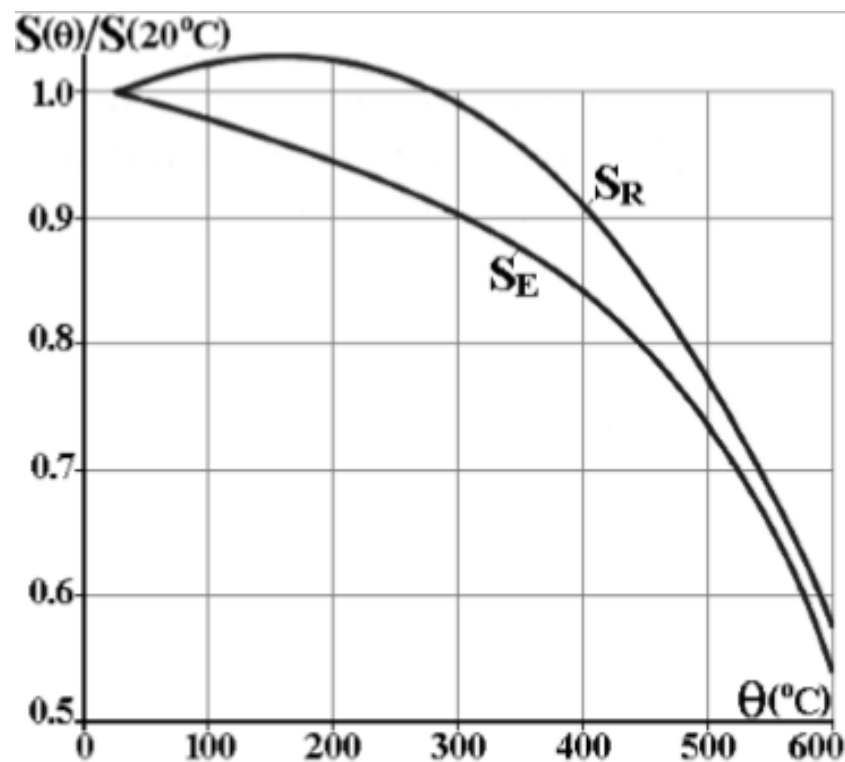


Figura 10: Razões $\frac{S_E(\theta)}{S_E(\theta_{amb})}$ e $\frac{S_R(\theta)}{S_R(\theta_{amb})}$ de 21 aços e de baixa liga [10].

3.5 Análise de tensões

A análise de tensões no método SN é a mais simples possível. Supõe o material linear, elástico, isotrópico e homogêneo, e relaciona as tensões às deformações em qualquer ponto da peça (em particular no seu crítico) pela lei de Hooke. As deformações elásticas podem ser medidas no campo usando extensômetros de

resistência elétrica, vide [1], e a sua relação com as tensões pode ser descrita da seguinte forma:

$$\left\{ \begin{array}{l} \varepsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} - \frac{\nu}{E} \cdot (\sigma_y - \sigma_z) \\ \varepsilon_y = \frac{\sigma_y}{E} - \frac{\nu}{E} \cdot (\sigma_x - \sigma_z) \\ \varepsilon_z = \frac{\sigma_z}{E} - \frac{\nu}{E} \cdot (\sigma_y - \sigma_x) \\ \gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G} \\ \gamma_{xz} = \frac{\tau_{xz}}{G} \\ \gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G} \end{array} \right. \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \sigma_x = \frac{E}{1-\nu-2\nu^2} \cdot [(1-\nu) \cdot \varepsilon_x + \nu(\varepsilon_y + \varepsilon_z)] \\ \sigma_y = \frac{E}{1-\nu-2\nu^2} \cdot [(1-\nu) \cdot \varepsilon_y + \nu(\varepsilon_x + \varepsilon_z)] \\ \sigma_z = \frac{E}{1-\nu-2\nu^2} \cdot [(1-\nu) \cdot \varepsilon_z + \nu(\varepsilon_y + \varepsilon_x)] \\ \tau_{xy} = G \cdot \gamma_{xy} \\ \tau_{xz} = G \cdot \gamma_{xz} \\ \tau_{yz} = G \cdot \gamma_{yz} \end{array} \right. \quad (15)$$

A maioria das falhas por fadiga começa num ponto da superfície livre da peça onde as tensões, $\sigma_z = \tau_{xz} = \tau_{yz} = 0$, e as tensões principais σ_1 e σ_2 , causadas pelas tensões σ_x, σ_y e τ_{xy} que lá atuam, são dadas por:

$$\sigma_{1,2} = \left[\frac{(\sigma_x + \sigma_y)}{2} \right] \pm \sqrt{\left[\frac{(\sigma_x + \sigma_y)}{2} \right]^2 + \tau_{xy}^2} \quad (16)$$

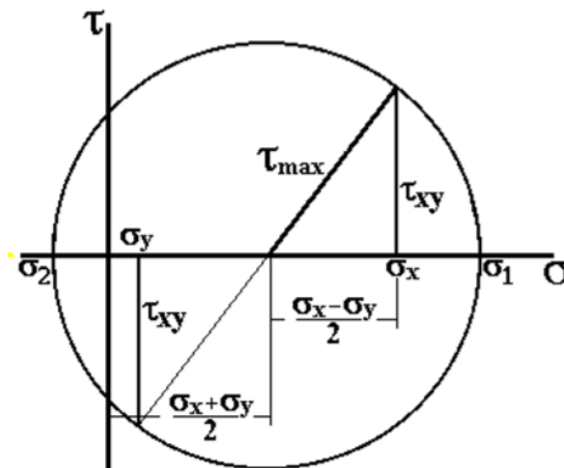


Figura 11: O velho círculo de Mohr é muito útil para visualizar e reproduzir as tensões. [1]

As falhas por fadiga são causadas primariamente pela variação temporal das tensões, vide figura 12. As tensões constantes compressivas são benéficas e as trativas são deletérias a vida da peça pois as tensões compressivas tendem a fechar as trincas, o que dificulta o seu crescimento, enquanto as trativas tendem a abri-las, o que facilita sua propagação. [1]

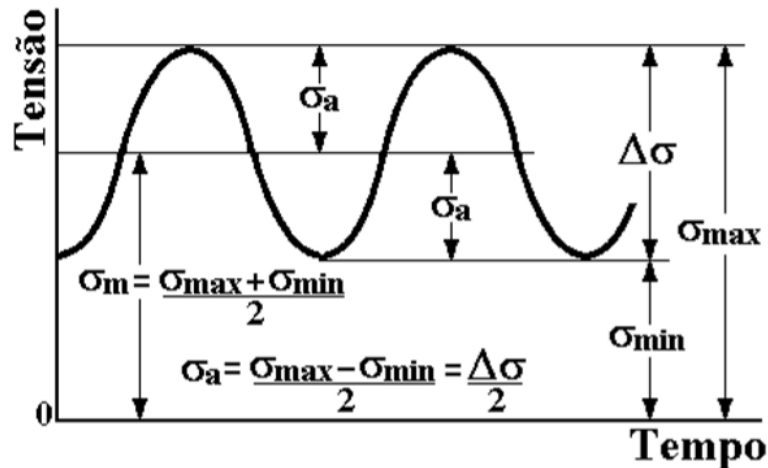


Figura 12: Componente das tensões variáveis no tempo. [1]

As tensões são calculadas a partir da geometria e da carga que, como já mencionado, devem ser medidas e não estimadas, para evitar que se tornem um problema ao longo do projeto. São usadas seis componentes de tensão: a componente alternada σ_a , a média σ_m , a máxima σ_{max} , a mínima σ_{min} , a gama $\Delta\sigma$ e a razão $R = \sigma_{min}/\sigma_{max}$, que se relaciona por [1]:

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{(\sigma_{max} - \sigma_{min})}{2} = \frac{\sigma_{max}(1-R)}{2} = \frac{\sigma_{min}(1-R)}{2R} \quad (17)$$

$$\Delta\sigma = 2\sigma_a = \sigma_{max} - \sigma_{min} = \sigma_{max}(1 - R) = \sigma_{min} \cdot R(1 - R)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \sigma_{max} - \sigma_a = \left(\frac{\Delta\sigma}{2}\right) \left[\frac{1 + R}{1 - R}\right]$$

$$\sigma_{max} = \sigma_{min} + \Delta\sigma = \sigma_m + \sigma_a = \frac{\sigma_{min}}{R} = \frac{\Delta\sigma}{1 - R}$$

$$\sigma_{min} = \sigma_{max} - \Delta\sigma = \sigma_m - \sigma_a = \sigma_{max}R = \frac{R\Delta\sigma}{(1 - R)}$$

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = 1 - \frac{\Delta\sigma}{\sigma_{max}} = 1 - 2\sigma_a/(\sigma_m + \sigma_a)$$

3.5.1 Tensões de Tresca e Mises

Trincas são causadas pelos movimentos de discordâncias, logo as tensões que as induzem devem ser combinadas por Tresca ou Mises: [1]

$$\sigma_{Tresca} = \sigma_1 - \sigma_3 \quad (18)$$

$$\sigma_{Mises} = \sqrt{\frac{((\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2)}{2}} \quad (19)$$

$$\sigma_{Mises} = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)}{2}} \quad (20)$$

Onde $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ são tensões principais. [1]

A grande parte das trincas nascem na superfície das peças, o caso particular de tensões planas (com $\sigma_z = \tau_{xz} = \tau_{yz} = 0$) é muito importante na prática. Chamar a tensão principal nula de $\sigma_3 = 0$, neste caso à tensão de Tresca depende do sinal de σ_2 :

$$\sigma_{Tresca} = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}, \text{ quando } \sigma_2 < 0 \quad (21)$$

$$\sigma_{Tresca} = \frac{\sigma_x + \sigma_y + \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}}{2}, \text{ quando } \sigma_2 > 0 \quad (22)$$

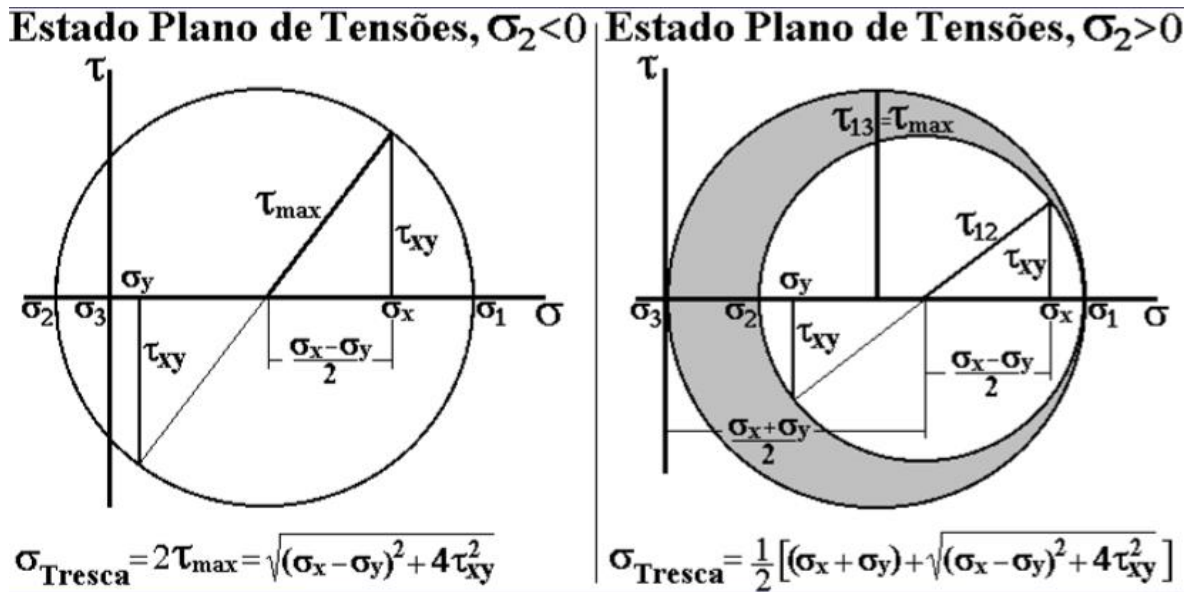


Figura 13: Círculo de Mohr para os casos de tensão plana com $\sigma_2 < 0$ e com $\sigma_2 > 0$. [1]

Por Mises, no estado plano de tensões é dada por:

$$\sigma_{Mises} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (23)$$

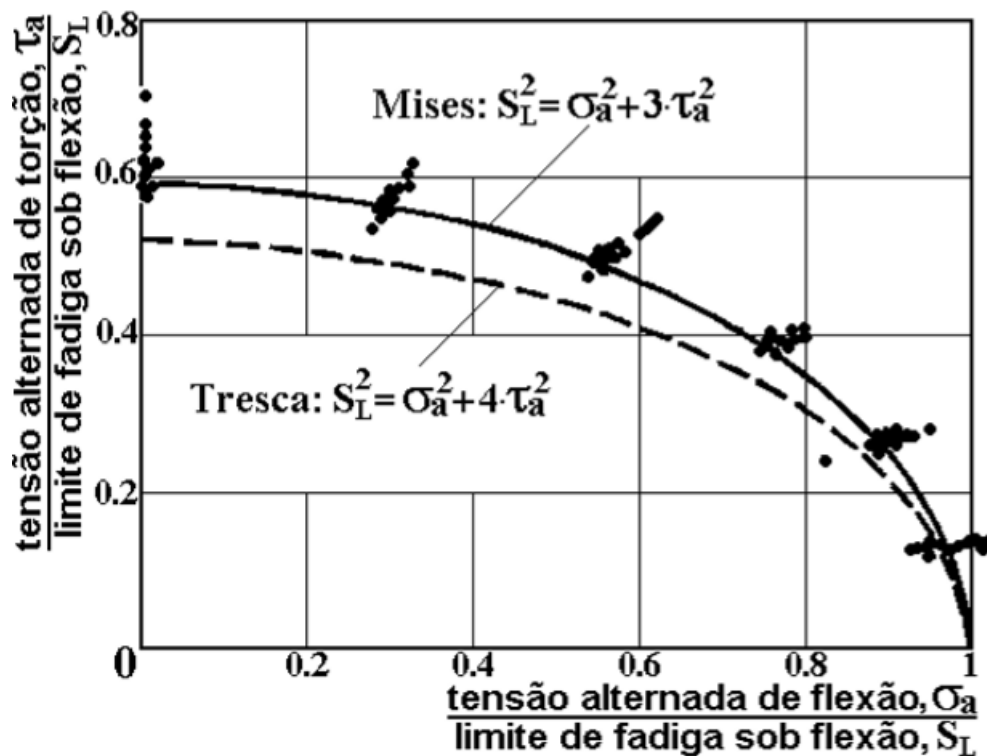


Figura 14: Mises e Tresca ajustam bem os resultados do limite de fadiga medido sob várias combinações de tensões induzidas Por flexão e torção simultânea dos CPs [1].

Quando se utiliza Mises para combinar as tensões cisalhantes induzidas pelo torçor dos limites com as tensões normais causadas pelo fletor, se obtém um valor aproximado da média dos limites de fadiga sobre cargas combinadas. Ao usar Tresca, obtém-se um ajuste que tende a ser conservativo neste caso. Com isso, fazendo uso de ambas as equações para combinar tensões normais e cisalhantes sem a menor preocupação. [1]

3.5.2 Concentração de tensões em fadiga

Visto que as trincas são geradas pelas maiores gamas de tensões no ponto crítico, nas análises de tensões em fadiga também devem ser considerados os efeitos dos entalhes, definidos como sendo as mudanças bruscas de geometria que concentram as tensões nominais no entorno de suas pontas.

Assim, deve-se incluir na análise de tensões os efeitos de todos os entalhes cujas dimensões sejam grandes em relação ao parâmetro que caracteriza a anisotropia intrínseca do material [1].

Pelo princípio de Saint- Venant, as fórmulas básicas de análise de tensões só valem longe dos pontos de aplicação da carga e das variações bruscas da seção. (do entalhe). As tensões calculadas pelas fórmulas básicas são chamadas de nominais, porque não consideram o efeito concentrador de tensão dos entalhes. Entretanto, as tensões máximas σ_{max} que atuam na raiz de um entalhe podem ser muito altas no campo de tensões. Neste, a tensão nominal σ_n agiria se o entalhe não afetasse o seu entorno pelo fator de concentração de tensão K_t . [1]

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{min}} \quad (24)$$

Os efeitos do K_t podem ser grandes, no entanto, são sempre localizados em torno de um raio ρ do entalhe. O K_t cresce se o raio do entalhe diminui, em qual seguindo uma função $K_t = K_t(\frac{1}{\sqrt{\rho}})$, o que quantifica o efeito real do entalhe na vida à fadiga é o fator de concentração de tensão à fadiga sendo a razão entre limites de fadiga da peça entalhada e do CPs padrão: [1]

$$K_f = \frac{S_t}{S_L} \quad (25)$$

É comum estimar o valor de K_f partindo do princípio da chamada sensibilidade ao entalhe q , onde $0 \leq q \leq 1$, tendo como K_t como partida:

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) \quad (26)$$

Como a sensibilidade ao entalhe depende do raio ρ , temos que:

$$q = \left(1 + \frac{\alpha}{\rho}\right)^{-1} \quad (27)$$

Onde a dimensão α que depende do material e pode ser estimada para aços:

$$\alpha = 0.185 \cdot \left(\frac{700}{S_R}\right), \text{ para } S_R < 700 \text{ MPa} \quad (28)$$

$$\alpha = 0.025 \cdot \left(\frac{2000}{S_R}\right)^{1.9}, \text{ para } S_R \geq 700 \text{ MPa} \quad (29)$$

Com isso, para operacionalizar o cálculo das tensões em fadiga deve-se primeiro multiplicar pelos seus fatores de concentração de tensão em todas as componentes nominais das tensões médias e alternadas induzindo as pelos vários esforços. Em seguida, estas são combinadas com Mises e Tresca, aproveitando assim a grande vantagem operacional do SN ser um método linear elástico, que aceita o princípio da superposição. [1]

3.5.3 Análise de tensões no método SN

Com a vantagem de o método SN ser linear elástica e as trincas serem geradas por movimentação cíclica de discordâncias, as tensões induzidas podem ser combinadas por Tresca ou por Mises. [1]

Sendo $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ são as tensões principais. Como a maioria das trincas nasce na superfície das peças, o caso particular de tensões planas, $\sigma_z = \tau_{xz} = \tau_{yz} = 0$, é muito importante na prática. [1]

3.5.4 Efeitos das tensões médias SN

O trincamento por fadiga depende de dois parâmetros: a variação (ou gama) e o valor máximo da carga. No método SN é comum qualificar esta dupla dependência usando as componentes alternadas, $\sigma_a = \frac{(\sigma_{max} - \sigma_{min})}{2} = \frac{\Delta\sigma}{2}$, e média, $\sigma_m = \frac{(\sigma_{max} + \sigma_{min})}{2}$, das variações de tensões. As tensões médias trativas são deletérias e as tensões médias compressivas são benéficas à vida à fadiga. A influência de cada uma destas componentes é quantificada por curvas típicas, que denotam o lugar geométrico das combinações $\sigma_a \sigma_m$ que causam o mesmo dano à peça. Estas curvas são utilizadas como complemento à curva de Wöhler, que é obtida em geral com $\sigma_m = 0$. [1]

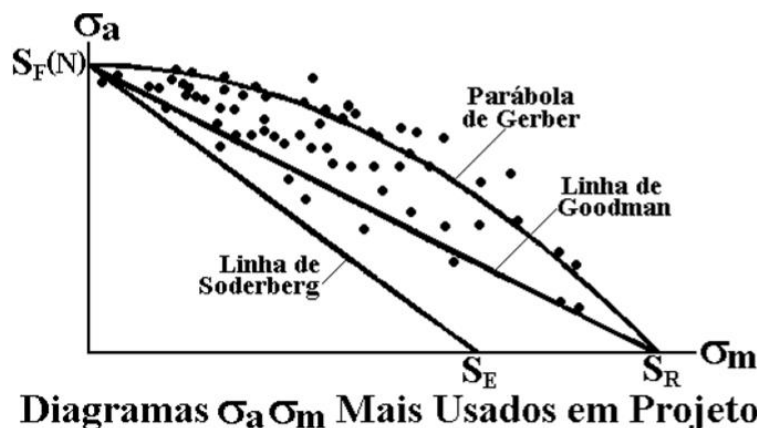


Figura 15: Esquema de curvas típicas (as linhas de Goodman e de Soderberg e a parábola de Gerber) ajustadas às combinações $\sigma_a \sigma_m$ que trincam os CPs na mesma vida N. [1]

As regras tradicionais usadas para ajustar dados $\sigma_a \sigma_m$ experimentais quando $\sigma_m > 0$ são:

Goodman: $\frac{\sigma_a}{S_F(N)} + \frac{\sigma_m}{S_R} = 1$ (a mais usada, tende a ser conservativa) (30)

Gerber: $\frac{\sigma_a}{S_F(N)} + \left(\frac{\sigma_m}{S_R}\right)^2 = 1$ (tende a ajustar os testes melhor do que Goodman) (31)

$$\text{Soderberg: } \frac{\sigma_a}{S_F(N)} + \frac{\sigma_m}{S_E} = 1 \quad (\text{em geral conservativa demais}) \quad (32)$$

Em geral, as regras de Goodman e de Gerber são muito usadas na prática. A regra de Soderberg tende a ser muito conservativa, mas é usada em alguns códigos de projeto que é denominado regra elíptica.

Já que todos os pontos da curva $\sigma_a\sigma_m$ têm a mesma vida à fadiga, pode-se facilmente calcular por Goodman a tensão alternada equivalente σ_{aeq} que causaria na peça o mesmo dano que a combinação de tensões alternada e média. [1]

$$\sigma_{aeq} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{S_R}}$$

A modelagem das cargas reais de serviço, cuja magnitude pode variar aleatoriamente no tempo. Portanto, pode-se calcular a vida correspondente à carga usando a curva de Wöhler das cargas com $\sigma_m = 0$. [1]

$$N_i = C. (\sigma_{aeq})^{-B} \quad (33)$$

Sendo i a notação que significa i -ésimo evento de um carregamento (uniaxial) genérico de qualquer complexidade.

3.6 Análise do dano à fadiga

O conceito de dano pode ser associado a qualquer perda parcial da funcionalidade de uma peça ou componente, e descrito por uma variável numérica $0 \leq D \leq 1$, idealizado por Miner. Por definição, uma peça virgem não tem dano, $D=0$, enquanto $D=1$ implica em uma falha terminal. De uma forma geral, é mais fácil definir o dano à fadiga associando-o ao número de ciclos de carregamento que a peça vai sofrer. Cada dano gasta parte da sua vida útil, assim, podendo ser calculado por cada evento da seguinte forma: [1]

$$D_i = \frac{n_i}{N_i} \quad (34)$$

Onde n_i é o número de ciclos em que i -ésimo evento atuou na peça, N_i o número de ciclos que a peça duraria se apenas aquele evento nela atuasse. Esta hipótese implicitamente assume independência entre os vários eventos de carga. Por isso, a regra do acúmulo linear de dano prevê a falha quando a soma dos danos igualar o dano crítico, definido por $D=1$: [1]

$$\sum \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (35)$$

O gasto da vida disponível é de fato uma boa maneira de quantificar o dano à fadiga.

3.7 Método *rain-flow*

O método *rain-flow* foi criado no final da década de 60 por Matsuishi e Endo [6] no Japão, como uma maneira ótima de contar todos os eventos das cargas complexas, usando apenas 3 regras básicas:

1. Numerar sequencialmente todos os picos e vales do carregamento.
2. Iniciar a contagem em sequência de cada pico e de cada vale, e pará-la ao encontrar: [1]
 - a. Um pico maior ou igual (ou um vale menor ou igual) do que o ponto inicial;
 - b. Uma contagem iniciada anteriormente;
 - c. Acabar a história do carregamento (item b).
3. Contar $\frac{1}{2}$ ciclo entre o vale (ou pico) inicial e maior (menor) pico(vale) encontrado na contagem, e associá-lo às componentes alternada e média de tensão dada por:

$$\sigma_{ai} = \frac{|\sigma_{\max} - \sigma_{\min}|_i}{2} \quad (36)$$

$$\sigma_{mi} = \frac{(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})_i}{2} \quad (37)$$

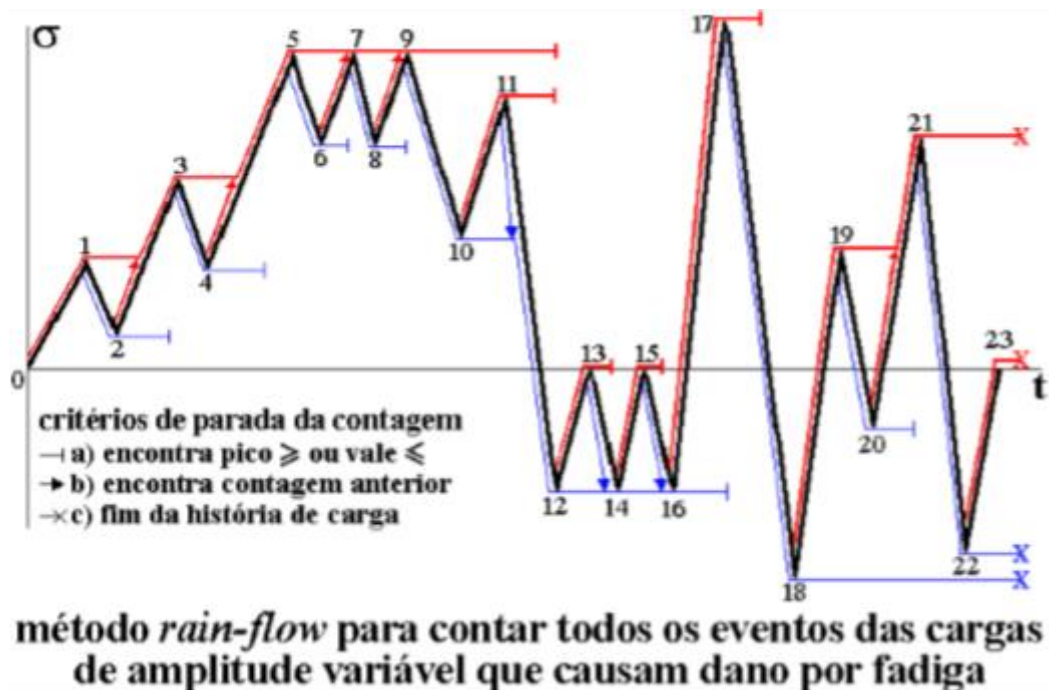


Figura 16: Contagem *rain-flow* dos eventos de um carregamento complexo. [1]

O nome *rain-flow* deve-se a lenda onde, olhando a chuva escorrendo pelos telhados de pagode, pode-se realmente visualizar uma contagem *rain-flow* imaginando a água da chuva escorrendo por uma sequência de telhas dos pontudos. Esta foi uma forma poética de descrever uma história de tensão quando ela é desenhada na direção vertical. [1]

4. Metodologia

Como dito previamente, busca-se desenvolver a automação do método SN para projeto de vasos de pressão, utilizando o método *rain-flow* para o histórico de carregamento e o método de Miner para a contagem de danos que as cargas médias e alternadas causam nos componentes mecânicos.

Será abordado nesse capítulo, o desenvolvimento da estimativa da vida à fadiga de um vaso de pressão projetado em aço, com um carregamento de pressurização e despressurização por meio computacional utilizando o software adequado.

4.1 Vasos de pressão

Dutos e tubulações (tipos de vasos de pressão) são muito utilizados para o transporte de fluidos ou gases em grandes distâncias, com vazões suficientes e sob pressões relativamente altas para assegurar sua viabilidade econômica.

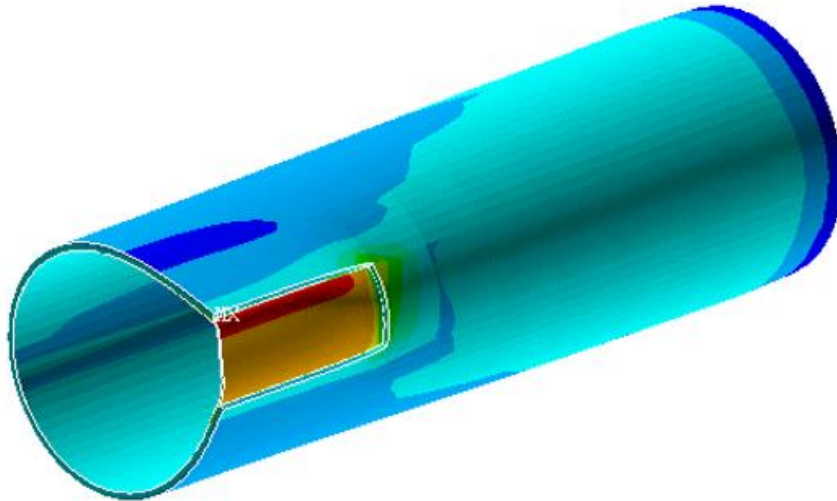


Figura 17: Projeto de vasos de pressão cilíndrico retirados das notas de aula da disciplina Projeto de Sistemas mecânicos, Prof: José Luiz freire.

Uma tubulação falhará quando for impossibilitada de exercer a sua função de transporte ou quando apresentar um vazamento de quantidade significativa do produto. O procedimento que leva à ruptura de uma tubulação é resultante da associação de tensões altas com um ou mais mecanismos e dano (químico ou mecânico que criam efeitos nas paredes de contenção).

Tendo como referência Hibbeler [11], os vasos de pressão podem ser analisados de uma maneira mais simples, sendo vasos de paredes finas. Este termo significa que a relação entre o raio interno e a espessura (para vasos de pressão cilíndricos e esféricos) seja uma razão de 10 vezes menor, ou seja, $R/t \geq 10$.

Para materiais isotrópicos podem ser consideradas constantes as distribuições de tensões, como sua espessura, como uniforme.

Retirando uma parte infinitesimal da parede do vaso de pressão para uma análise das tensões principais:

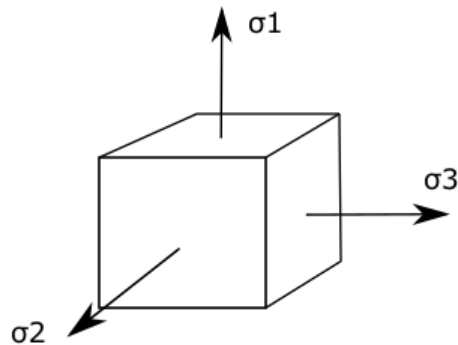


Figura 18: Esquema de tensões principais, modelo esquematizado pelo autor.

As tensões σ_1, σ_2 e σ_3 são chamadas, respectivamente de tensões circunferenciais, longitudinais e radiais. Por teoria as tensões radiais são desprezíveis, em vasos de paredes finas, porque as tensões circunferenciais e longitudinais são 10 vezes maiores que as radiais. [11]

Para o melhor entendimento da análise de tensões atuantes no vaso de pressão, a seguir o diagrama de corpo livre do de um vaso de pressão cilíndrico:

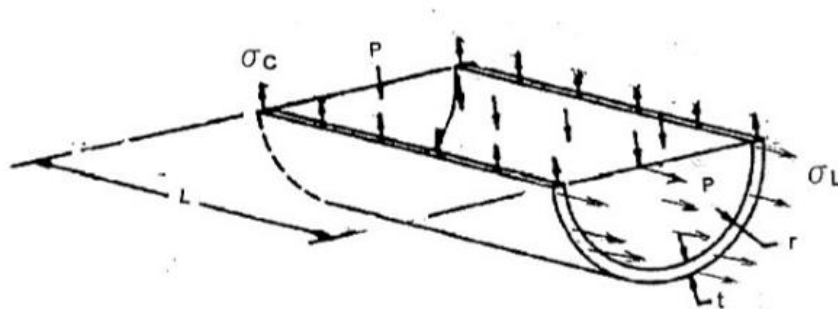


Figura 19: Diagrama de corpo livre de um vaso cilíndrico. [13]

Tomando raio interno r , pressão manométrica P e espessura t .

Por meio do equilíbrio de forças na direção circunferencial, a tensão é definida por:

$$\sigma_c = \frac{P.r}{t} \quad (38)$$

E na direção longitudinal, a tensão é definida por:

$$\sigma_l = \frac{P.r}{2t} \quad (39)$$

Neste trabalho, as tensões combinadas serão avaliadas na estimativa de Tresca:

$$\sigma_{Tresca} = P \cdot \left(\frac{r}{t} + 1 \right) \quad (40)$$

4.2 Metodologia usada no código

O objetivo deste trabalho é desenvolver uma ferramenta a qual seja capaz de filtrar e contabilizar uma história de carregamento em projeto de vasos de pressão, estimando sua vida à fadiga e estimando os danos sofridos através da contagem de ciclos. Para os cálculos de ciclos de carregamento foi utilizado o método *rain-flow* e para a estimativa de dano foi considerado o conceito de Miner. As avaliações de tensões nos dutos serão utilizadas as análises de Tresca para tensões circunferenciais e estimativa de Goodman e Gerber, vide capítulo 3.5.4, para avaliar as tensões equivalentes, por serem muito utilizados na prática. Será calculado o expoente de Wöhler, vide capítulo 3.4, para $S_R \leq 1400MPa$ usando as equações, com fator de acabamento de laminação a frio que é usada constantemente para a fabricação de vasos de pressão e fator de concentração de tensão à fadiga $k_f = 1$. Todas as informações para construir essa ferramenta foram obtidas em sites de fornecedores comerciais de vasos de pressão.

A principal ideia é tornar mais rápida e eficiente a estimativa de contagem de danos para qualquer projeto que queira ser verificado contra à fadiga, sendo assim,

uma base de estudos para desenvolvimento e aprimoramento dessa metodologia embarcada.

Para confirmar a aplicação dessa metodologia adotada foi estimado um carregamento fictício na rotina computacional, simulando algumas condições reais de trabalho de um vaso de pressão em operação. Com enfoque em carregamento complexo que demoraria muito tempo, ou até mesmo inviável de calcular na mão. Foi decidido utilizar o software *Matlab* que nos permite através de linhas de comando programar esse problema e torná-lo mais viável na prática. O desenvolvimento não se restringe em nenhuma limitação a qualquer tipo de material ou dimensionamento dos dutos, mas foi preciso tomar como base alguns parâmetros importantes para se projetar o código:

Tabela 1: Dimensionamento do duto e prioridades mecânicas do material do duto.

Material do duto	Aço inox 321
Limite de escoamento (S_R)	515 MPa
Diâmetro externo (D)	300 mm
Espessura do duto (t)	4 mm

Para o método SN pode não ser muito trabalhoso calcular os danos causados pelo histórico de carregamento quando se é muito longo, sendo uma grande vantagem de trabalhar com esse método de dimensionamento contra à fadiga. Quando se é colocado um histórico real de carregamento pode não ser tão simples de analisar (podendo ser muito longo), necessitando de uma contagem *rain-flow* e para uma estimativa de dano é considerado o conceito de Miner na rotina computacional em questão.

É importante dizer que para uma análise mais completa seria melhor ter feito uma análise de tensão em um bocal, pois as trincas por fadiga preferem nascer nas raízes dos entalhes e com uma mudança no fator de entalhe a análise pode ser feita (mudança do k_f).

4.3 Lógica *Rain-flow* e contagem de ciclos

Como mencionado anteriormente, o método de contagem de ciclos *rain-flow* é muito utilizado na indústria para análise de componentes, equipamentos e estruturas mecânicas em carregamentos não tão simples de se contabilizar. Para uma melhor compreensão será elaborado um roteiro guia para ilustrar melhor a metodologia da filtragem de amplitudes do histórico de carregamento. Com isso é usada como base uma normalização de acordo com a *ASTM E-1049 (1985) Standard Practices for Cycle Counting in Fatigue Analysis*. [14] No capítulo 3.6 foi explicado o funcionamento da metodologia *rain-flow* e suas principais terminologias: Ciclo, vales e picos. É preciso implementar um conceito importante que se denomina *mean crossing*, que é a quantidade de vezes que o histórico de carregamento cruza a linha de carregamento médio.

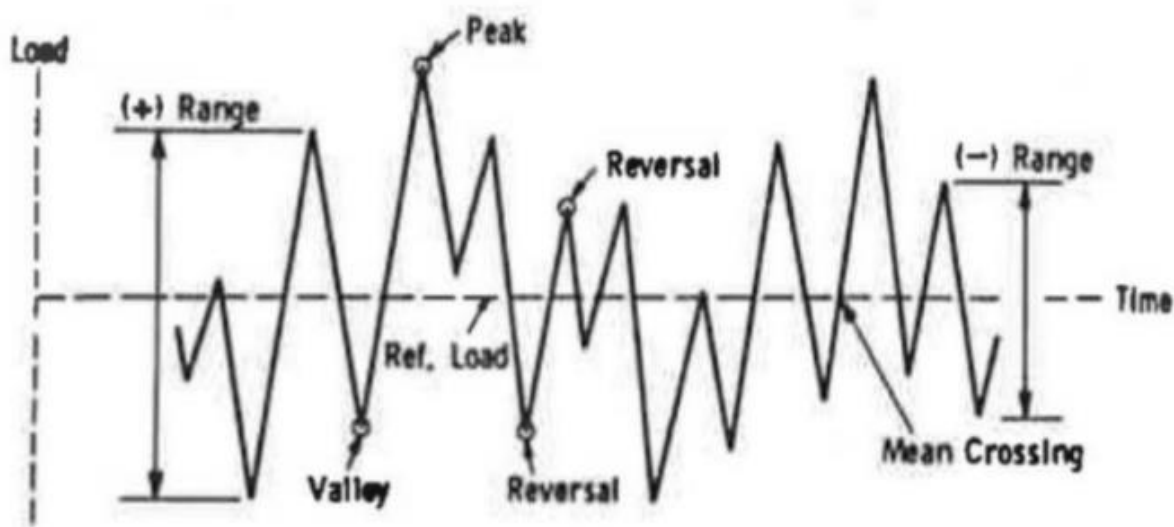


Figura 20: *Rain-flow* com terminologias à fadiga. [14]

Detalhando um pouco mais sobre o método *Rain-flow* para um roteiro de contagem de ciclos:

Basicamente a regra de identificação para a contagem de ciclos é verificar a cada três pontos consecutivos. Os retirados do histórico de carregamento e os pontos que permanecem serão conectados diretamente, o procedimento é repetido até não ter mais nenhum evento para ser verificado.

Usando a figura 20, vide [14], como base para esquematizar um roteiro de contagem, podendo observar com maior facilidade o processo que será realizado no código. Foi usada a referência [14] para esse processo:

- Referência para percorrer no carregamento (S).
- Faixas de verificação (X e Y).
- Picos e vales (A, B, C, D, E, F, G, H e I).

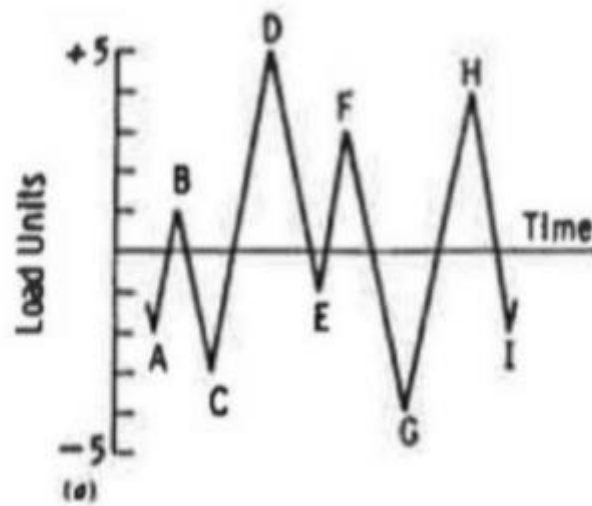


Figura 20.a: Histórico de carregamento ao longo do tempo. [14]

1). Quando $S = A$, $Y = |A - B|$, $X = |B - C|$ e $X > Y$. S está no intervalo Y, que é o ponto A. Contabilizar $|A - B|$ como um meio-ciclo, descarte o ponto A do processo e passamos para o $S = B$.

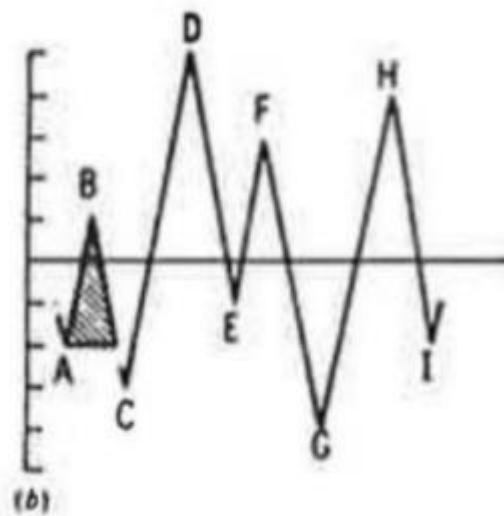


Figura 20.b: Primeira contagem de ciclo. [14]

- 2). Se $Y = |B-C|$, $X = |C-D|$ e $X > Y$. S está no intervalo Y , que é o ponto B . Contabilizar $|B-C|$ como meio-ciclo, descarte o ponto B do processo e passamos pra o $S = C$.
- 3). Sendo o $Y = |C-D|$, $X = |D-E|$ e $X < Y$. Segue sem contabilizar nada e ler o próximo pico ou vale.
- 4). Sendo $Y = |D-E|$, $X = |E-F|$ e $X < Y$. Segue sem contabilizar nada e ler o próximo pico ou vale.
- 5). Sendo $Y = |E-F|$, $X = |F-G|$ e $X > Y$. Contabilizar Y como um ciclo e descartar os pontos E e F . Em seguida, fundir o ponto D com o ponto G e formar uma nova faixa.

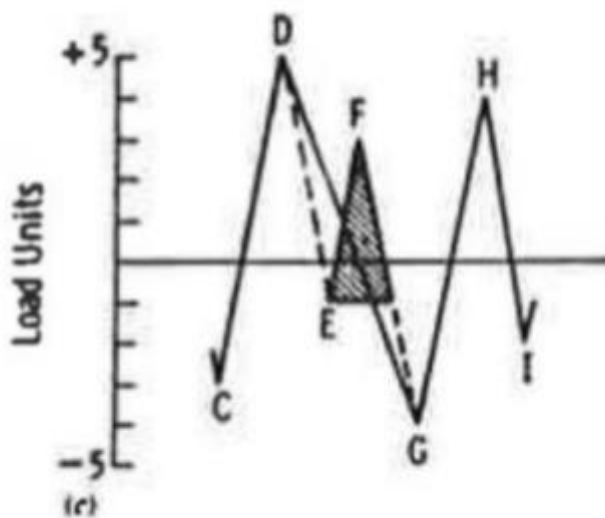


Figura 20.c:Deslocamento E e F do processo. [14]

6). Sendo $Y = |C-D|$, $X = |D-G|$ e $X > Y$. S está no intervalo Y, que é o ponto C. Contabilizar $|C-D|$ como um meio-ciclo, descarte o ponto C do processo e passamos para o $S = D$.

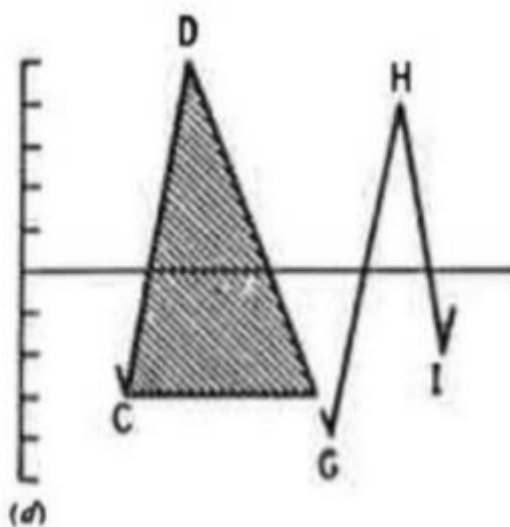


Figura 20.d: Contabilizando meio-ciclo e descartando C. [14]

7). Sendo $Y = |D-G|$, $X = |G-H|$ e $X < Y$. Segue sem contabilizar nada e ler o próximo pico ou vale.

8). Sendo $Y = |G-H|$, $X = |H-I|$ e $X < Y$. Sendo o final do carregamento.

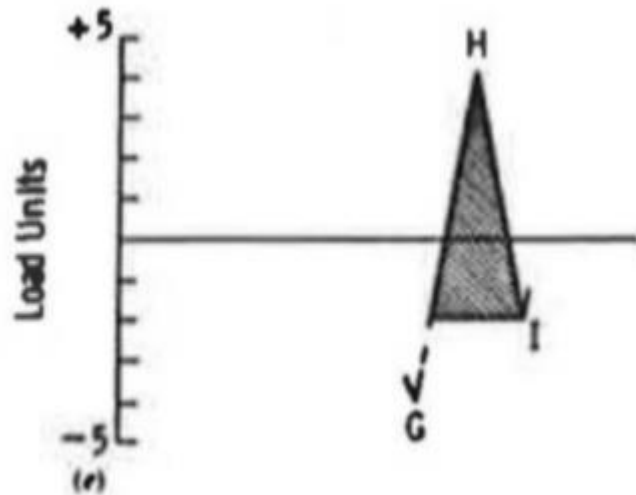


Figura 20.e: Final da contagem. [14]

9). Conte $|D-G|$, $|G-H|$ e $|H-I|$ como meio-ciclos.

10). Chegando ao final da contagem de ciclos.

Com esse roteiro preestabelecido pode-se elaborar uma rotina computacional que receba um histórico de carregamento.

Foi escolhido o método rain-flow devido a sua grande ênfase ao longo do curso e por ser um método confiável emias antigo a ser usado. Para uma primeira abordagem de um projeto é uma ótima opção de ferramenta de contagem, sendo consagrada por anos.

4.4 Metodologia de filtragem

Para se obter um bom resultado é preciso ter uma boa entrada de dados, com uma grande amostragem de carregamentos que se preocupa em gerar mais esforço computacional possível, tornando cada vez melhor sua aplicação. O histórico de carregamento conta com um série de fatores que atrapalham a contagem dos ciclos, sendo necessária uma filtragem do carregamento, porque aparecem cargas que são de amplitudes pequenas e que não fazem diferença nos cálculos de danos, ou até mesmo cargas redundantes no histórico.

A filtragem de dados não deve se preocupar somente na retirada de pequenos ruídos (eventos insignificantes) e remoção de dados redundantes, fazendo o projeto ficar sobredimensionado, sendo assim o maior objetivo do filtro é não deixar a contagem de ciclo com um histórico poluído com carga de amplitudes muito baixas que não causam danos à fadiga.

Os filtros de amplitude são ferramentas fundamentais nas análises práticas de fadiga pois busca-se um melhor gerenciamento dos processos computacionais. Como mencionado anteriormente, a filtragem dessas cargas foi proposta por desenvolvedores e engenheiros no passado para eliminar alguns desses eventos indesejáveis, pois aumentaria significativamente as cargas numéricas nas análises de fadiga, podendo até fazer com que essas análises sejam inviáveis.

A implementação do filtro de amplitude é bastante simples, se for aplicado no método de contagem de ciclos, porque demanda apenas a eliminação das amplitudes contabilizadas abaixo de um limiar que não causa o dano, com ou sem considerar o efeito de tensão média/máxima. A grande vantagem desse filtro é diminuir custo computacional, removendo as cargas não danosas e danos redundantes. [15]

Castro & Meggiolaro [15], propõe em um filtro para carregamento uniaxial chamado *racetrack*, que consiste em diferenciar pequenos eventos de carga (com amplitudes pequenas) na qual não induzem a nenhum dano à fadiga a partir do referencial encontrado no histórico de carregamento.

A ideia do filtro é desenhar uma “pista de corrida” de largura ($2r$), delimitada pelas “cercas superiores e inferiores que tem o mesmo perfil que a história de carregamento original. Se o “piloto” de corrida nesta pista precisar mudar sua direção de cima para baixo (ou vice-versa), um ponto de reversão será identificado. [15] Uma

ilustração a seguir mostra como funciona esse filtro dado um histórico de carregamento:

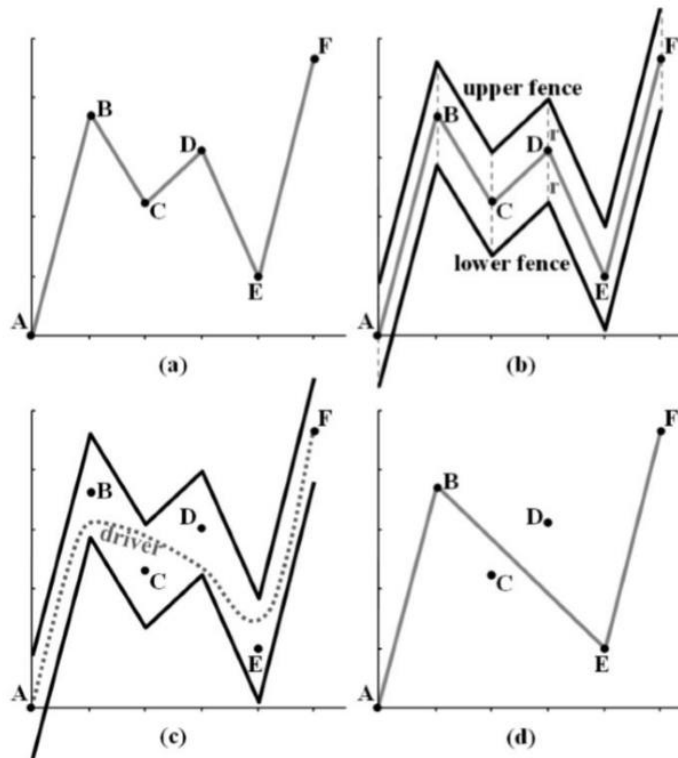


Figura 21: Exemplo de um filtro *racetrack*: (a) Carregamento original; (b) O *racetrack* definido entre as duas cercas; (c) A trajetória do piloto de A para F; e (d) O carregamento filtrado. [15]

Na figura 21 (c), o piloto precisou mudar de direção duas vezes, perto do ponto B e do ponto E. Nesse caso, o piloto não precisou mudar de direção para evitar as cercas associadas a eles.

Faixas mais largas filtram a maior parte do histórico de carregamento original, enquanto faixas mais estreitas mantêm quase as reversões originais. Com outras palavras, o filtro *racetrack* aglutina a história original das amplitudes variáveis em uma história mais suave e mais simples, descartando as pequenas alterações de amplitude que causam danos insignificantes à fadiga.

O histórico aglutinado não altera a ordem dos eventos de cara significativa, que é um recurso essencial para explicar os efeitos da memória de plasticidade [15]. Esse filtro de amplitude é bem eficiente na prática, porque além de pequenos eventos de

carga insignificantes, pode-se remover os ruídos inevitáveis que eventualmente são medidos.

Mediante essa eficiência, foi escolhido o filtro *racetrack* para eliminar qualquer eventual ruído ou qualquer carga insignificantes. Com isso, o histórico de carregamento fica mais limpo e fácil de estimar o dado à fadiga.

5.Verificação do código e resultados

Para qualificar o código foi criado um histórico de carregamento complicado composto por vários blocos replicados onde se possa filtrar manualmente. Separando a simulação em algumas etapas:

- Etapa 1: Criar um histórico de carregamento, contabilizar os ciclos e estimar os danos usando dois métodos de avaliação de tensões equivalentes (Goodman e Gerber). Analisar os resultados, fazer uma breve comparação para saber qual metodologia é mais conservadora e aplicar na próxima etapa.

- Etapa 2: Escolher a metodologia de avaliação de tensões equivalentes (escolher a mais conservador), implementar um carregamento complexo recebido através de uma planilha de contabilidade.

Etapa 1

O vetor que recebe todo o histórico de carregamento é preenchido no programa pelo usuário, replicando um carregamento longo e com repetidos blocos para facilitar a filtragem e viabilizar uma eventual mudança nas linhas de comando caso obtiver algum erro.

Após o preenchimento do vetor de pressurização e despressurização é feito um gráfico para se obter uma representação visual do carregamento em questão.

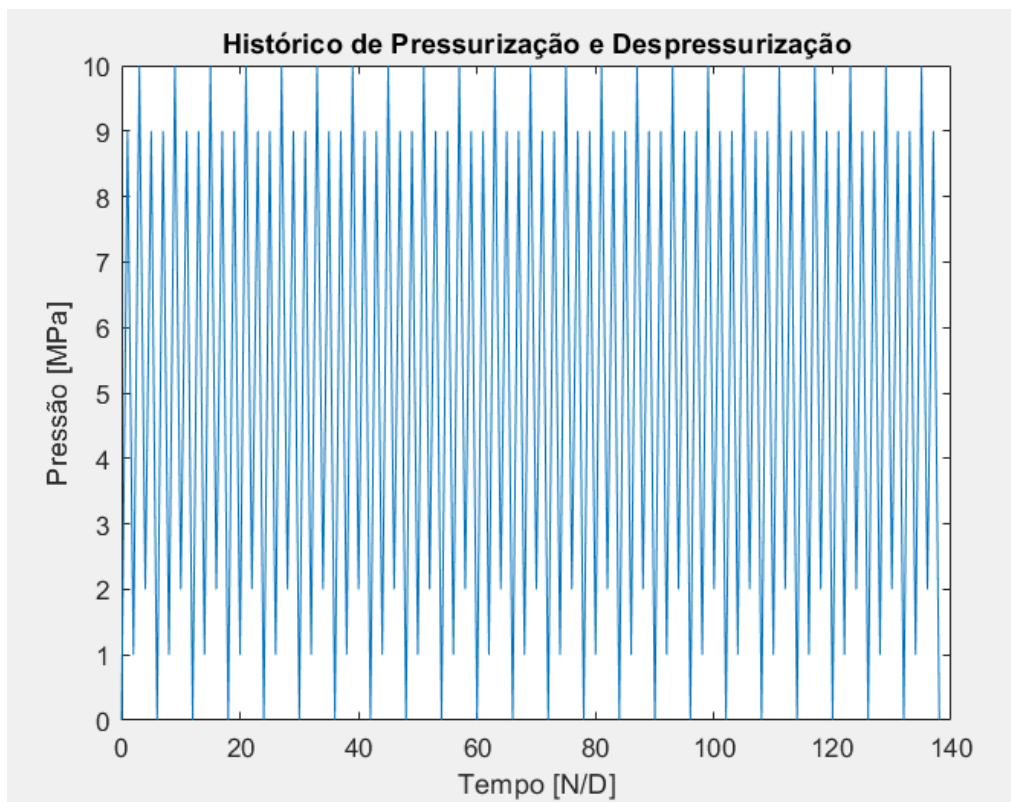


Figura 22: Gráfico representativo do histórico de carregamento usado na etapa 1.

Para estimar o acúmulo de dano causado por esse carregamento serão utilizadas as informações retiradas da tabela 1 (propriedades mecânicas e dimensionamento de um vaso de pressão comercial do aço inox 321), a condição de acabamento que será de laminação a frio (eq. 9-3) e o expoente de Wöhler citado no capítulo 4.2. Ao finalizar a parte de análise de tensões foi implementado o filtro de amplitude recomendado, contabilizado os ciclos existentes e uma segunda verificação.

Logo em seguida calculam-se as tensões médias, alternadas e equivalentes pelo método de Goodman (capítulo 3.5.4) sendo armazenadas em vetores, contabilizando o número de ciclos que a peça duraria se apenas o evento simulado no *looping* nela atuasse, calculando o dano desse evento e somando-o pela regra de Miner (capítulo 3.6).

Tabela 2: Resultados obtidos usando o método de Goodman de tensões equivalentes.

Nº de ciclos	52,00
Danos totais	$9,1892 \times 10^{-4}$
Nº de blocos para a falha à fadiga por Miner	$1,0882 \times 10^3$

Para uma segunda rodagem do código foi mudada uma avaliação das tensões equivalentes para a de Goodman (3.5.4), que tem uma grande tendência a ser um pouco mais conservadora do que a Gerber (3.5.4). A rotina computacional terá uma alteração pequena para se adaptar à nova condição, usando o mesmo carregamento e o mesmo material usado anteriormente.

Tabela 3: Resultados obtidos usando o método de Gerber de tensões equivalentes.

Nº de ciclos	52,00
Danos totais	$2,2153 \times 10^{-5}$
Nº de blocos para a falha à fadiga por Miner	$4,5141 \times 10^4$

Ser mais conservador implica assumir menores riscos de acidentes ou falhas propriamente ditas. Pode-se observar que na segunda rodagem o mesmo carregamento obteve mais número de bloco de danos à fadiga pelo método de Miner, isso significa que por esse método de Goodman deverá ser usado para uma projeção que vise uma estimativa com maior segurança, na tabela 2 pode ser visto que os danos totais são maiores, isso implica um resultado mais conservador, com isso, avaliar as tensões equivalentes pela metodologia de Goodman é uma boa prática a ser adotada em projeto.

Etapa 2

O código foi alterado visando a leitura de uma planilha de contabilidade preenchida com um carregamento real medida em serviço sendo assim um resultado bem mais fiel a realidade. Não será necessário avaliar as tensões por Tresca, pois nesta planilha já constam as tensões necessárias para o cálculo de danos. A planilha

de contabilidade lida pelo código contém mais de 16 mil pontos de medição de pressão. Adotando a metodologia de Goodman para avaliar as tensões equivalentes nesse histórico de carregamento. Após o preenchimento do vetor de pressurização e despressurização é feito um gráfico para se obter uma representação visual do carregamento em questão.

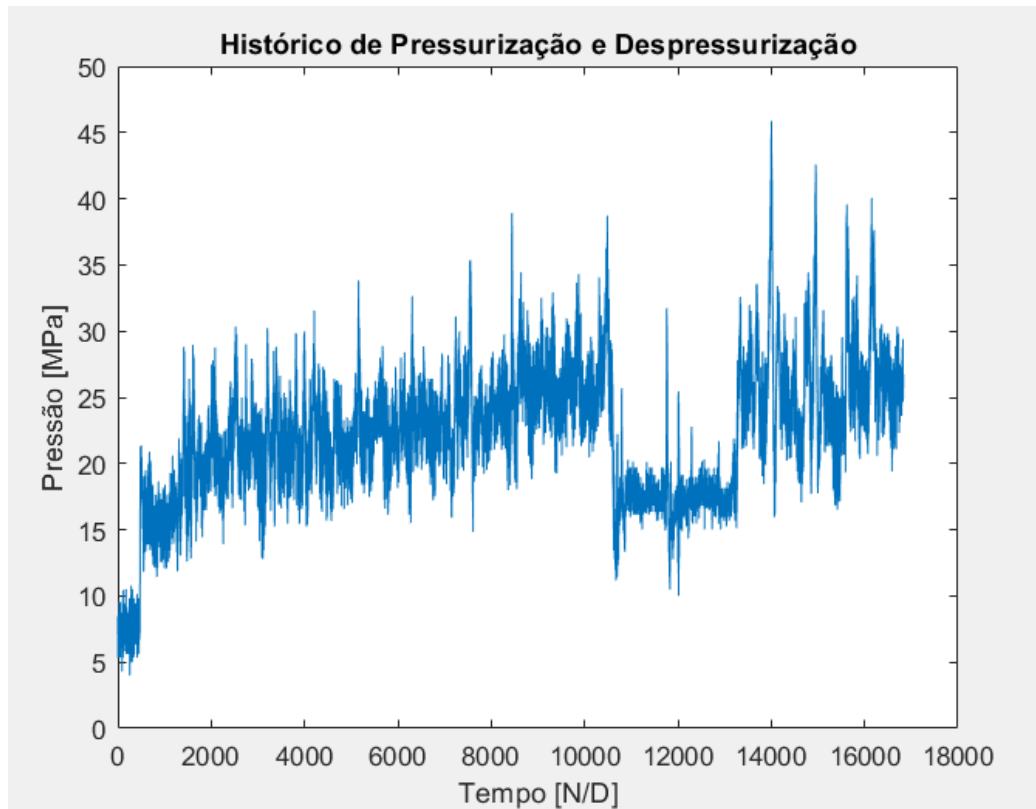


Figura 23: Gráfico do histórico de carregamento real de serviço usado na etapa 2.

O mesmo processo de estimativa de dano é usado nesta etapa, então foram obtidos nessa rodagem do código tais resultados:

Tabela 4: Resultados obtidos usando o carregamento complexo.

Nº de ciclos	6548,00
Danos totais	$9,220 \times 10^{-17}$
Nº de blocos para a falha à fadiga por Miner	$1,0846 \times 10^{16}$

Incluindo na etapa 2 uma mudança pequena no código alterando somente o parâmetro k_f para uma análise de um suposto entalhe que poça ter na parede cilíndrica desse vaso de pressão.

Para uma $k_f = 1.5, 2.0$ e 2.5 :

Tabela 5: Resultados obtidos usando o carregamento complexo e com $k_f = 1.5$.

Nº de ciclos	6548,00
k_f	1.5
Danos totais	$9,220 \times 10^{-14}$
Nº de blocos para a falha à fadiga por Miner	$1,0846 \times 10^{13}$

Tabela 6: Resultados obtidos usando o carregamento complexo e com $k_f = 2.0$.

Nº de ciclos	6548,00
k_f	2.0
Danos totais	$9,220 \times 10^{-13}$
Nº de blocos para a falha à fadiga por Miner	$1,0846 \times 10^{12}$

Tabela 7: Resultados obtidos usando o carregamento complexo e com $k_f = 2.5$.

Nº de ciclos	6548,00
k_f	2.5
Danos totais	$9,220 \times 10^{-12}$
Nº de blocos para a falha à fadiga por Miner	$1,0846 \times 10^{11}$

6. Conclusões

Como mencionado anteriormente, a falha por fadiga ocorre de forma inesperada. Se a vida à fadiga de uma estrutura ou componente mecânico sob cargas variantes no tempo, mais precisamente em uma tubulação de petróleo e de gasodutos, não forem estimadas as trincas ao longo da vida dela, conseqüentemente uma falha por fadiga pode ser catastrófica. Como a grande maioria dos carregamentos reais de serviço são extensos e com muitos ruídos a serem medidos, sendo assim, os métodos que possam ser utilizados nesses casos são imprescindíveis.

Todos os métodos mencionados e utilizados neste trabalho são comprovados e consolidados na prática, como foi detalhado anteriormente. As aplicações em que recebem carregamento dinâmico geram excelentes resultados quando comparado a resultados de outros métodos. A contagem de ciclo é um método crucial para a estimativa da vida à fadiga para componentes que se trabalhando com cargas randômicas, existindo uma relação direta com os danos totais que comprometem a estrutura diminuindo sua vida útil. Por isso, a necessidade de uma ferramenta que prevê tais danos, evitando acidente por falha de fadiga.

Nas tabelas 2 e 3 mostra-se a contagem de ciclos significantes para o dano à fadiga para danos totais causados pelo bloco total dos eventos e o número de blocos para a fadiga. Essa etapa serviu para verificação do código, preenchendo com um carregamento que era possível ser filtrado manualmente e ser comparado com o mesmo rodado no *Matlab*. Os resultados obtidos nesta etapa foram satisfatórios, visto que os ciclos contabilizados foram os mesmos.

Após a verificação do código, na tabela 4 foi obtida uma réplica de uma situação real de carregamento na qual o código se comportou como esperado, conseguindo fazer as devidas filtragens de cargas não significantes ao dano à fadiga e estimando cálculos de danos que são coerentes com o que se tem na prática.

Nas tabelas 5, 6 e 7 são feitas análises referentes aos entalhes e o código se comportou como esperado, sabendo que quanto maior o entalhe maior será o dano.

Foi reproduzida essa característica ao rodar o programa, podendo expressar um resultado mais real e um previsão mais apurada.

De modo geral, a ferramenta se mostrou eficaz e útil para a contagem e filtragem para um histórico de carregamento. A grande vantagem dessas ferramentas é a sua forma mais simples de implementação, fácil manuseio e sua confiabilidade devido aos métodos utilizados que são consagrados por muitos anos. Para um primeiro contato na área de desenvolvimento de ferramentas computacionais, pode-se dizer que é uma simplificação com uma certa complexidade e que pode ser melhorado ao modificar, por exemplo, outros métodos de filtragem e contagem de ciclos.

7. Trabalhos futuros

Após o estudo realizado neste trabalho, é possível perceber que esta área é bastante promissora e atualmente não tem sido explorada no meio acadêmico. Com isso, abaixo seguem algumas sugestões para o desenvolvimento futuro do tema:

- Primeiro passo visando a complementação do trabalho é a realização de mais experimentos com o intuito de se obter melhores resultados. Este se faz necessário para que haja um refino do código implementado ao longo deste trabalho.
- Segundamente, um estudo aprofundado sobre a contagem de ciclos e um trabalho extenso no campo da frequência se fazem essenciais para o desenvolvimento futuro desta área. Sabendo que uma história de carregamento é um evento randômico e aleatório, a busca por uma metodologia cada vez mais eficaz e moderna se faz extremamente necessária.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] J. T. P. DE CASTRO and M. A. MEGGIOLARO. FADIGA - Técnicas e Práticas de Dimensionamento Estrutural sob Cargas Reais de Serviço, volume I – Iniciação de Trincas. 1st edition, 2009.
- [2] G.C.P.MARTINS, C.F.C.BANDEIRA, and J.T.P DE CASTRO. Evaluation of the fatigue limits of aluminum alloys by the thermographic method. In MECSOL 2019 - Proceedings of the 7th International Symposium on Solid Mechanics.
- [3] R.G. SHIGLEY, J.E.; BUDYNAS. Mechanical Engineering Design. McGrawHill series in mechanical engineering. McGraw-Hill, 2011.
- [4] A;SHARPE D; BOSSANYI E.” JENKINS, N.; BURTON. ”Wind Energy Handbook”. John Wiley and Sons Ltd, United Kingdom, 2001.
- [5] R.C. JUVINALL. Stress ,Strain,and Strength.1967.
- [6] MATSUIISHI M.; ENDO T. Fatigue of metals subject to varying stresses. Japan Society of Mechanical Engineers, 1968.
- [7] ASTM E 1049. Practices for cycle counting in fatigue analysis. ASTM Standards, 1985.
- [8] HAIBACH E. Modified Linear damage accumulation hypothesis accounting for a decreasing fatigue strength during increasing fatigue damage. LBF TM Nr. 50. Darmstadt, Alemanha, 1970.
- [9]N.E.DOWLING.MechanicalBehaviorofMaterials:EngineeringMethodsfor Deformation, Fracture, and Fatigue. Pearson Prentice Hall, 2007.
- [10] R.G. SHIGLEY, J.E.; BUDYNAS. Mechanical Engineering Design. McGrawHill series in mechanical engineering. McGraw-Hill, 2011.

[11] HIBBELER, R. C.; Resistência dos Materiais, 7ª ed. São Paulo, Pearson, 2010.

[12] NORMA. NR-13, Caldeiras e Vasos de Pressão, 2014

[13] TELLES, Pedro Carlos da Silva; Vasos de Pressão, 2ª ed. Rio de Janeiro, LTC, 2001.

[14] ASTM E-1049. Standard practices for cycle counting in fatigue analysis. American Society for Testing and Materials, 1985.

[15] WU, Hao; MEGGIOLARO, Marco Antonio; DE CASTRO, Jaime Tupiassú Pinho. Validation of the multiaxial *racetrack* amplitude filter. International Journal of Fatigue, v. 87, p. 167-179, 2016.

ANEXO A – Código usado na etapa 1 de Goodman.

```
%TCC2 Matheus Pinto Xavier, 142801

%Contador de Rainflow sequencial+ Tensões equivalentes
calculadas por Goodman
%+ Cálculo do dano método de Miner

clc
clear all

%Armazena valores de carga obtidos em MPa.
carga =
[0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;
;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;
9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;
1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;
;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;
;1;10;2;9;0]

%definir os vetores contadores e armazenadores

sigma=[];% Armazena as tensões calculadas.
sigma = abs(sigma);
S = []; %Cria o vetor S (lista) que aumenta conforme ele é
preenchido(Racetrack).
sigma_a = []; %Cria o vetor sigma_a para armazenar as
tensões alternadas conforme elas são calculadas.
sigma_m = []; %Cria o vetor sigma_m para armazenar as
tensões médias conforme elas são calculadas.
sigma_eq = []; %Cria o vetor sigma_eq para armazenar as
tensões equivalentes conforme elas são calculadas.
Ni = []; % vetor Ni's conforme eles são calculados.
Di = []; % vetor Di's conforme eles são calculados.
Dt = 0; %Dano total do bloco.

int=1; %intervalo de tempo
num=length(carga);%tamanho do vetor de carregamento de
pressão
tempo=0:1:(num-1); %vetor de tempo
tempo=tempo.*int;

%plot de tempo vs pressão interna do histórico de
carregamento
plot(tempo,carga)
```

```

title('Histórico de Pressurização e Despressurização')
xlabel('Tempo [N/D]')
ylabel('Pressão [MPa]')

% Inox 321
Sr = 515; %Limite de ruptura em MPa (imput do usuário)
d=300;%diâmetro externo no vaso de pressão em
milímetros(imput do usuário)
t=4;%espessura do vaso de pressão em milímetros(imput do
usuário)

w=length(carga);
w_i=0;
%Análise de tensão por tresca
for w_i=1:w
    sigma(w_i,1)=carga(w_i,1)*((d/2)/t)+1);
    w_i=w_i+1;
end

%ka para laminação a frio
ka=4.45*Sr^(-0.265);

%Expoente de Wohler S'L(10^6)=0.5*Sr <=1400MPa
B=log(1*10^6/1*10^3)/((0.76*Sr)/(0.85*0.5*Sr));

%Coeficiente de Wohler
C=(1*10^3)*(0.76*Sr)^B;

kf=1;%Concentrador de tensões à fadiga

i = 1;
k = 0;
n = length(sigma);
ni = 0;

%Race-track
while(i<=n)
    S(i,1)=kf*sigma(i,1);
    k=k+1;
    if(k>=3)
        if(((S(k-2,1)>S(k-1,1)) && (S(k,1)>=S(k-2,1))) ||
((S(k-1,1)>S(k-2,1)) && (S(k-2,1)>=S(k,1))))
            if(k>3)
                ni=ni+0.5; %Adicionar meio ciclo aos já
contabilizados.

```



```

        S(k-1,:)=[];           %Elimina S(k-1) do
vetor.
        S(k-2,:)=[];           %Elimina S(k-2) do
vetor.
        k=k-2;
    else
        ni=ni+0.5;           %Adicionar meio ciclo
aos já contabilizados.
        S(k-2,:)=[];           %Elimina S(k-2) do
vetor.
        k=k-1;
    end
end
end
i=i+1;
end

%verificação
while(k>=2)
    ni=ni+0.5;           %Adicionar meio ciclo
aos já contabilizados.
    S(k,:)=[];           %Elimina S(k) do
vetor.
    k=k-1;
end
S;           %Lista de vetor.
i           %Verificação
k           %Verificação
ni         %Somatório de todos os
meios ciclos contabilizados.
length(S)   %Tamanho da lista S.

%calcula das tensões e dos danos por ciclo;
for(x=1:length(S)-1)

    sigma_a(x,1)=abs(S(x,1)-S(x+1,1))/2;
%Vetor com as tensões alternadas calculadas;

    sigma_m(x,1)=(S(x,1)+S(x+1,1))/2;
%Vetor com as tensões médias calculadas;

    sigma_eq(x,1)=sigma_a(x,1)/(1-(sigma_m(x,1)/Sr));
%Vetor com as tensões equivalentes calculadas pela equação
de Goodman

```

```

    Ni(x,1)=C/(sigma_eq(x,1)^B);
%Calculo dos Ni's;

    Di(x,1)=1/(Ni(x,1));
%Cálculo do dano;

    Dt = Dt + Di(x,1);
%Cálculo do dano total do bloco ;
end

Dt          %dano total do bloco ;
Nblocos = 1/Dt %número de blocos para falha por fadiga da
peça (Miner);

Dt_milblocos=1000*Dt

```

ANEXO B – Código usado na etapa 1 de Gerber.

```
%TCC2 Matheus Pinto Xavier, 142801

%Contador de Rainflow sequencial+ Tensões equivalentes
calculadas por Gerber
%+ Cálculo do dano método de Miner

clc
clear all
%Armazena valores de carga obtidos em MPa.
carga =
[0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;
;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;
9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;
1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;
;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;1;10;2;9;0;9;
;1;10;2;9;0]

%definir os vetores contadores e armazenadores

sigma=[];% Armazena as tensões calculadas.
sigma = abs(sigma);
S = []; %Cria o vetor S (lista) que aumenta conforme ele é
preenchido(Racetrack).
sigma_a = []; %Cria o vetor sigma_a para armazenar as
tensões alternadas conforme elas são calculadas.
sigma_m = []; %Cria o vetor sigma_m para armazenar as
tensões médias conforme elas são calculadas.
sigma_eq = []; %Cria o vetor sigma_eq para armazenar as
tensões equivalentes conforme elas são calculadas.
Ni = []; % vetor Ni's conforme eles são calculados.
Di = []; % vetor Di's conforme eles são calculados.
Dt = 0; %Dano total do bloco.

int=1; %intervalo de tempo
num=length(carga);%tamanho do vetor de carregamento de
pressão
tempo=0:1:(num-1); %vetor de tempo
tempo=tempo.*int;

%plot de tempo vs pressão interna do histórico de
carregamento
plot(tempo,carga)
title('Histórico de Pressurização e Despressurização')
```

```

xlabel('Tempo [N/D]')
ylabel('Pressão [MPa]')

% Inox 321
Sr = 515; %Limite de ruptura em MPa (imput do usuário)
d=300;%diâmetro externo no vaso de pressão em
milímetros(imput do usuário)
t=4;%espessura do vaso de pressão em milímetros(imput do
usuário)

w=length(carga);
w_i=0;
%Análise de tensão por tresca
for w_i=1:w
    sigma(w_i,1)=carga(w_i,1)*(((d/2)/t)+1);
    w_i=w_i+1;
end

%ka para laminação a frio
ka=4.45*Sr^(-0.265);

%Expoente de Wohler S'L(10^6)=0.5*Sr <=1400MPa
B=log(1*10^6/1*10^3)/((0.76*Sr)/(0.85*0.5*Sr));

%Coeficiente de Wohler
C=(1*10^3)*(0.76*Sr)^B;

kf=1; %Concentrador de tensões à fadiga

i = 1;
k = 0;
n = length(sigma);
ni = 0;

%Racetrack
while(i<=n)
    S(i,1)=kf*sigma(i,1);
    k=k+1;
    if(k>=3)
        if(((S(k-2,1)>S(k-1,1)) && (S(k,1)>=S(k-2,1))) ||
((S(k-1,1)>S(k-2,1)) && (S(k-2,1)>=S(k,1))))
            if(k>3)
                ni=ni+0.5; %Adicionar meio ciclo
aos já contabilizados.
                S(k-1,:)=[]; %Elimina S(k-1) do
vetor.
            end
        end
    end
    i=i+1;
end

```

```

        S(k-2,:)=[];           %Elimina S(k-2) do
vetor.
        k=k-2;
    else
        ni=ni+0.5;           %Adicionar meio ciclo
aos já contabilizados.
        S(k-2,:)=[];           %Elimina S(k-2) do
vetor.
        k=k-1;

    end
end
end
i=i+1;
end

%verificação
while(k>=2)
    ni=ni+0.5;           %Adicionar meio ciclo
aos já contabilizados.
    S(k,:)=[];           %Elimina S(k) do
vetor.
    k=k-1;
end
S;           %Lista de vetor.
i           %Verificação
k           %Verificação
ni           %Somatório de todos os
meios ciclos contabilizados.
length(S)           %Tamanho da lista S.

    %cálculo das tensões e dos danos por ciclo;
for(x=1:length(S)-1)

    sigma_a(x,1)=abs(S(x,1)-S(x+1,1))/2;
%Vetor com as tensões alternadas calculadas;

    sigma_m(x,1)=(S(x,1)+S(x+1,1))/2;
%Vetor com as tensões médias calculadas;

    sigma_eq(x,1)=sigma_a(x,1)/(1-((sigma_m(x,1)/Sr))^2);
%Vetor com as tensões equivalentes calculadas pela equação
de Gerber

    Ni(x,1)=C/(sigma_eq(x,1)^B);
%Calculo dos Ni's;

```

```
    Di(x,1)=1/(Ni(x,1));  
%Cálculo do dano;  
  
    Dt = Dt + Di(x,1);  
%Cálculo do dano total do bloco ;  
end  
  
Dt          %dano total do bloco;  
Nblocos = 1/Dt %número de blocos para falha por fadiga da  
peça (Miner);  
  
Dt_milblocos=1000*Dt
```

ANEXO C – Código usado na etapa 2 usando um carregamento complexo.

```
%TCC2 Matheus Pinto Xavier, 142801

%Contador de Rainflow sequencial+ Tensões equivalentes
calculadas por Goodman
%+ Cálculo do dano método de Miner

clc
clear all
close all
filename='TCC2_Tensões.xlsx';
sheet=1;

% Armazena valores de pressões obtidos em MPa lidas de uma
planilha Excel.
sigma =xlsread(filename,sheet,'A3:A16835');

%definir os vetores contadores e armazenadores
%sigma= abs(sigma);
S = []; %Cria o vetor S (lista) que aumenta conforme ele é
preenchido(Racetrack).
sigma_a = []; %Cria o vetor sigma_a para armazenar as
tensões alternadas conforme elas são calculadas.
sigma_m = []; %Cria o vetor sigma_m para armazenar as
tensões médias conforme elas são calculadas.
sigma_eq = []; %Cria o vetor sigma_eq para armazenar as
tensões equivalentes conforme elas são calculadas.
Ni = []; % vetor Ni's conforme eles são calculados.
Di = []; % vetor Di's conforme eles são calculados.
Dt = 0; %Dano total do bloco.

int=1; %intervalo de tempo
num=length(sigma);%tamanho do vetor de carregamento de
pressão
tempo=0:1:(num-1); %vetor de tempo
tempo=tempo.*int;

%plot de tempo vs pressão interna do histórico de
carregamento
plot(tempo,sigma)
title('Histórico de Pressurização e Despressurização')
xlabel('Tempo [N/D]')
ylabel('Pressão [MPa]')
```

```

% Inox 321
Sr = 515; %Limite de ruptura em MPa (imput do usuário)
d=300;%diâmetro externo no vaso de pressão em
milímetros(imput do usuário)
t=4;%espessura do vaso de pressão em milímetros(imput do
usuário)

%ka para laminação a frio
ka=4.45*Sr^(-0.265);

%Expoente de Wohler S'L(10^6)=0.5*Sr <=1400MPa
B=log(1*10^6/1*10^3)/((0.76*Sr)/(0.85*0.5*Sr));

%Coeficiente de Wohler
C=(1*10^3)*(0.76*Sr)^B;

kf=1; %Concentrador de tensões à fadiga

i = 1;
k = 0;
n = length(sigma);
ni = 0;

%Race-track
while(i<=n)
    S(i,1)=kf*sigma(i,1);
    k=k+1;
    if(k>=3)
        if(((S(k-2,1)>S(k-1,1)) && (S(k,1)>=S(k-2,1))) ||
((S(k-1,1)>S(k-2,1)) && (S(k-2,1)>=S(k,1))))
            if(k>3)
                ni=ni+0.5;           %Adicionar meio ciclo
aos já contabilizados.
                S(k-1,:)=[];       %Elimina S(k-1) do
vetor.
                S(k-2,:)=[];       %Elimina S(k-2) do
vetor.
                k=k-2;
            else
                ni=ni+0.5;           %Adicionar meio ciclo
aos já contabilizados.
                S(k-2,:)=[];       %Elimina S(k-2) do
vetor.
                k=k-1;
        end
    end
end

```



```

        end
    end
end
i=i+1;
end

%verificação
while(k>=2)
    ni=ni+0.5;           %Adicionar meio ciclo
aos já contabilizados.
    S(k,:)=[];         %Elimina S(k) do
vetor.
    k=k-1;
end
S;                       %Lista de vetor.
i                         %Verificação
k                         %Verificação
ni                       %Somatório de todos os
meios ciclos contabilizados.
length(S)                %Tamanho da lista S.

    %calculo das tensões e dos danos por ciclo;
for(x=1:length(S)-1)

    sigma_a(x,1)=abs(S(x,1)-S(x+1,1))/2;
%Vetor com as tensões alternadas calculadas;

    sigma_m(x,1)=(S(x,1)+S(x+1,1))/2;
%Vetor com as tensões médias calculadas;

    sigma_eq(x,1)=sigma_a(x,1)/(1-(sigma_m(x,1)/Sr));
%Vetor com as tensões equivalentes calculadas pela equação
de Goodman

    Ni(x,1)=C/(sigma_eq(x,1)^B);
%Calculo dos Ni's;

    Di(x,1)=1/(Ni(x,1));
%Cálculo do dano;

    Dt = Dt + Di(x,1);
%Cálculo do dano total do bloco ;
end

Dt                       %dano total do bloco ;

```

Nblocos = 1/Dt %número de blocos para falha por fadiga da
peça (Miner);

Dt_milblocos=1000*Dt