



**GILBERTO CARVALHO DA SILVA**

**DIMENSIONAMENTO DE UMA PISTA DE ROLAMENTO PARA  
TRANSPORTADOR TRANSVERSAL DE DUPLA CORRENTE DE  
ROLOS DE UM FORNO SECADOR**

**Horizontina-RS**

**2016**

**FACULDADE HORIZONTINA**  
**Curso de Engenharia Mecânica**

**GILBERTO CARVALHO DA SILVA**

**DIMENSIONAMENTO DE UMA PISTA DE ROLAMENTO PARA  
TRANSPORTADOR TRANSVERSAL DE DUPLA CORRENTE DE  
ROLOS DE UM FORNO SECADOR**

Trabalho Final de Curso apresentado como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, pelo Curso de Engenharia Mecânica da Faculdade Horizontina.

**ORIENTADOR: Me. Luís Carlos Wachholz**

**Horizontina-RS**

**2016**

**FAHOR - FACULDADE HORIZONTALINA  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova a monografia:**

**“Dimensionamento de uma pista de rolamento para transportador transversal de dupla corrente de rolos de um forno secador”**

**Elaborada por:**

**Gilberto Carvalho Da Silva**

**Aprovado em: 25/11/2016  
Pela Comissão Examinadora**

---

**Me. Luís Carlos Wachholz  
Presidente da Comissão Examinadora - Orientador**

---

**Esp. Jackson Luis Bartz  
FAHOR – Faculdade Horizontina**

---

**Me. Catia Raquel Felden Bartz  
FAHOR – Faculdade Horizontina**

## **DEDICATÓRIA**

Dedico este trabalho a todos os colegas, amigos e professores que de alguma forma contribuíram nesta caminhada.

## **AGRADECIMENTO**

Agradeço primeiramente a Deus pela graça da vida, pela oportunidade de estar aqui hoje e por proporcionar a realização deste sonho.

Agradeço também a todos aqueles que de uma forma ou outra contribuíram nesta caminhada.

Agradeço, a FAHOR, aos professores, funcionários e colegas, em especial ao meu orientador professor Luís Carlos Wachholz pelas orientações recebidas.

Agradeço, em especial a minha família, minha esposa Lili e meu filho Nicolas pelo apoio incondicional de sempre e pela compreensão nos momentos de ausência. Esta realização não seria possível sem o apoio de cada um de vocês. Meu muito obrigado.

“Os únicos limites das nossas realizações de amanhã  
são nossas dúvidas hoje”

Franklin Roosevelt

## RESUMO

Este trabalho tem como objetivo dimensionar uma pista de rolamento para a corrente do sistema transportador de dupla corrente de rolos de um forno secador, determinando as características mecânicas de dureza e tensão de escoamento do material a ser utilizado na fabricação deste componente. Sendo que o problema da pesquisa está relacionado ao desgaste prematuro da pista de rolamento, busca-se a definição das propriedades mecânicas de resistência e dureza necessárias ao componente a ser dimensionado, partindo dos valores de pressão máxima nos pontos de contato e modificada pela aplicação dos fatores de correção para a determinação de uma vida de  $10^8$  ciclos de acordo com as delimitações específicas impostas pelo sistema estudado. O trabalho justifica-se pela importância destas características no desempenho do componente, funcionamento do sistema transportador e pelo impacto direto no processo produtivo no qual está inserido. A metodologia utilizada está de acordo com as referências bibliográficas, assim como apresenta a aplicação do equacionamento necessário para a definição dos valores adequados à necessidade. Após o dimensionamento, constata-se a viabilidade da solução em termos de vida, dureza e resistência, apresentados por materiais disponíveis no mercado.

**Palavras-chave:** Pista de rolamento. Dimensionamento. Resistência.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Vista isométrica simplificada do transportador dupla corrente de rolos .....	15
Figura 2 - Vista frontal simplificada do transportador dupla corrente de rolos .....	15
Figura 3 - Detalhe da corrente de rolos excêntricos .....	16
Figura 4 - Corrente de rolos excêntricos .....	16
Figura 5 - Detalhe lateral conjunto transportador.....	17
Figura 6 - Detalhe pista de rolamento .....	18
Figura 7 - Vista explodida .....	18
Figura 8 - Meia largura de conto entre corpos.....	20
Figura 9 - Tensão.....	21
Figura 10 - Distribuição de pressão de contato .....	22
Figura 11 - Diagrama Tensão-Deformação real e engenharia aço de baixo carbono (a) .....	23
Figura 12 - Diagrama Tensão-Deformação real e engenharia aço de baixo carbono (a); e aço de alto carbono temperado (b) .....	25
Figura 13 - Aspecto geral de uma curva tensão alternante-número de ciclos .....	29
Figura 14 - Representação da tensão limite de fadiga .....	30
Figura 15 - Fator de vida de resistência de superfície da AGMA .....	31

## LISTA DE FÓRMULAS

Fórmula 1 – Meia largura de contato entre corpos .....	20
Fórmula 2- Tensão.....	21
Fórmula 3– Pressão de contato máxima .....	22
Fórmula 4 – Módulo de elasticidade .....	24
Fórmula 5 – Coeficiente de Poisson .....	27
Fórmula 6 – Limite de resistência à fadiga superficial.....	28
Fórmula 7 – Limite de resistência à fadiga superficial corrigida .....	28
Fórmula 8 – Coeficiente angular da curva (S – N).....	30
Fórmula 9 – Fator de vida.....	31
Fórmula 10 – Fator de dureza/acabamento.....	31
Fórmula 11 – Fator de temperatura .....	32
Fórmula 12 – Temperatura em Fahrenheit .....	32
Fórmula 13 – Fator de confiabilidade .....	33
Fórmula 14 - Força .....	39

## SUMÁRIO

INTRODUÇÃO.....	11
1.1 PROBLEMA DE PESQUISA.....	11
1.2 JUSTIFICATIVA.....	12
1.3 OBJETIVO GERAL.....	12
1.4 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	12
2 REVISÃO DA LITERATURA.....	14
2.1 FORNO SECADOR.....	14
2.2 TRANSPORTADOR TRANSVERSAL DE DUPLA CORRENTE.....	14
2.3 PISTA DE ROLAMENTO.....	17
2.4 PROJETO DE ELEMENTOS DE MÁQUINA.....	19
2.5 TEORIA DE HERTZ.....	19
2.6 TENSÃO.....	21
2.7 DIAGRAMA TENSÃO-DEFORMAÇÃO.....	23
2.7.1 LIMITE ELÁSTICO.....	24
2.7.2 MÓDULO DE ELASTICIDADE.....	24
2.7.3 LIMITE DE ESCOAMENTO.....	24
2.8 RESILIÊNCIA.....	25
2.9 TENACIDADE.....	25
2.10 DUREZA.....	25
2.11 ESCOAMENTO.....	26
2.12 ENCRUAMENTO.....	26
2.13 FLUÊNCIA.....	26
2.14 COEFICIENTE DE POISSON.....	26
2.15 FADIGA.....	27
2.15.1 FADIGA DE CONTATO SUPERFICIAL.....	28
2.15.2 GRÁFICO TENSÃO-VIDA.....	29
2.16 FATORES MODIFICADORES DO LIMITE DE RESISTENCIA À FADIGA.....	30
2.16.1 FATOR DE VIDA.....	31
2.16.2 FATOR DE RAZÃO DE DUREZA/ACABAMENTO.....	31
2.16.3 FATOR DE TEMPERATURA.....	32
2.16.4 FATOR DE CONFIABILIDADE.....	33
2.17 FATOR DE SEGURANÇA.....	33

3 METODOLOGIA.....	35
3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS .....	35
4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS .....	37
4.1 COLETA DE DADOS .....	37
4.2 DEFINIÇÃO DO REGIME DE TRABALHO .....	37
4.3 EQUACIONAMENTO .....	38
4.4 MEMORIAL DE CÁLCULO .....	38
4.4.1 CONDIÇÕES INICIAIS E PARÂMETROS DO SISTEMA .....	38
4.4.2 DETERMINAÇÃO DA FORÇA ESTÁTICA SOBRE O ROLO DA CORRENTE EM FUNÇÃO DA MASSA .....	39
4.4.3 APLICAR O FATOR DE SEGURANÇA .....	39
4.4.4 DETERMINAÇÃO DA MEIA LARGURA DE CONTATO ENTRE ROLO DA CORRENTE E PISTA DE ROLAMENTO .....	39
4.4.5 DETERMINAÇÃO DA PRESSÃO MÁXIMA DE CONTATO ENTRE ROLO DA CORRENTE E PISTA DE ROLAMENTO .....	40
4.4.6 DETERMINAR A DUREZA ADEQUADA PARA VIDA INFINITA 108 EM FUNÇÃO DE P <sub>MAX</sub> .....	40
4.4.7 DETERMINAR OS FATORES MODIFICADORES DO LIMITE DE RESISTÊNCIA À FADIGA.....	40
4.4.7.1 FATOR DE VIDA .....	41
4.4.7.2 FATOR DE DUREZA/ACABAMENTO .....	41
4.4.7.3 FATOR DE TEMPERATURA.....	41
4.4.7.4 FATOR DE CONFIABILIDADE .....	41
4.4.8 APLICAR OS FATORES DE CORREÇÃO NA TENSÃO MÁXIMA PARA A VIDA DE 108 CICLOS PARA ENCONTRAR A RESISTÊNCIA NECESSÁRIA DO MATERIAL .....	41
4.4.9 DETERMINAR A DUREZA PARA A NOVA TENSÃO SC1 .....	42
4.4.10 DETERMINAR A VIDA N1 EM CICLOS PARA A TENSÃO CORRIGIDA SC1 COM RELAÇÃO A TENSÃO INICIAL.....	42
4.4.11 DETERMINAR O TEMPO DE VIDA .....	43
CONCLUSÃO.....	44
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	45

## 1 INTRODUÇÃO

Máquinas de transporte são parte integrante de uma moderna planta fabril sem a qual a produção seria impossível. Neste contexto, a diversidade de produtos e processos exige projetos de equipamentos e sistemas específicos para atender determinadas demandas. Estes equipamentos e sistemas devem ser projetados considerando os mais variados aspectos do processo de manufatura em questão.

Por outro lado, o desenvolvimento de equipamentos de transporte tem como meta promover o aumento da produtividade, qualidade, segurança e eficiência. Assim, com o desenvolvimento de novos produtos e mudanças de processo, surge a necessidade de adequação de sistemas já instalados visando atender uma nova necessidade.

Diante desse cenário torna se necessário o desenvolvimento de um projeto equilibrado que contemple componentes de alto desempenho do ponto de vista funcional, sem o comprometimento do processo produtivo, garantindo vida útil adequada e com baixa necessidade de manutenção. Em um processo contínuo de produção, os equipamentos de transporte devem operar de forma eficiente, sendo considerados componentes críticos do sistema, pois, uma falha neste conjunto provoca à interrupção da produção comprometendo a disponibilidade operacional da planta, a qualidade, a produtividade, a segurança e aumentando as necessidades de manutenção.

Neste sentido, o trabalho surge da necessidade de adequação de um transportador de dupla corrente de rolos de um forno secador de um sistema de pintura para atendimento a uma nova demanda de carga, eliminando a ocorrência de falha prematura, paradas inesperadas para manutenção através do dimensionamento adequado da pista de rolamento.

### 1.1 PROBLEMA DE PESQUISA

A pista de rolamento para transportador transversal de dupla corrente de rolos de um forno secador é um elemento de máquina vital para o funcionamento e disponibilidade do conjunto transportador. Neste processo de produção, o componente é submetido a grandes solicitações mecânicas impostas pelo contato do rolo da corrente sob ação da carga, estas solicitações se repetem por milhões de vezes durante o regime de trabalho provocando em um curto período de tempo a deterioração da pista de rolamento e parada do sistema transportador com necessidade de interrupção do processo produtivo para manutenção emergencial, ocasionando a parada da linha de montagem da fábrica.

Neste sentido, faz-se necessário a seguinte questão de pesquisa: Com base no dimensionamento da tensão de escoamento e da dureza, será possível encontrar um material compatível que resista a uma vida de  $10^8$  ciclos?

## 1.2 JUSTIFICATIVA

O tema abordado neste trabalho está relacionado ao dimensionamento de uma pista de rolamento para uma corrente de rolos de um sistema transportador de dupla corrente de um forno secador e justifica-se pela necessidade de evitar a recorrência do problema de desgaste, consequentemente eliminando paradas do processo de pintura e linha de montagem.

O correto dimensionamento do componente para uma vida útil Infinita, representada por  $10^8$  *ciclos* por ser um número experimentalmente determinado a partir do qual o componente sob determinada tensão não sofrerá os efeitos degradantes da fadiga e também conhecido como limite de resistência a fadiga, além de proporcionar disponibilidade do equipamento para o processo produtivo, investimento de recurso adequado à necessidade, também permitirá o planejamento de futuras intervenções de manutenção e eliminação de paradas inesperadas.

## 1.3 OBJETIVO GERAL

Dimensionar uma pista de rolamento para a corrente do sistema transportador de dupla corrente de rolos de um forno secador, determinando as características mecânicas de dureza e tensão de escoamento do material a ser utilizado na fabricação deste componente.

## 1.4 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Determinar a tensão máxima admissível no contato rolo da corrente/pista de rolamento em função da carga para a vida de ( $10^8$ ) ciclos;
- Identificar a dureza necessária do material da pista de rolamento em função da tensão máxima admissível no contato rolo da corrente/pista de rolamento;
- Calcular os fatores de correção;
- Corrigir a tensão máxima admissível no contato rolo da corrente/pista de rolamento;
- Estimar a vida útil do componente pista de rolamento relacionando a tensão máxima admissível e tensão máxima admissível corrigida;
- Encontrar a dureza para a tensão máxima admissível corrigida;

- Sugerir opções de materiais disponíveis no mercado que atendam a necessidade do trabalho.

## **2 REVISÃO DA LITERATURA**

A revisão da literatura apresenta nesta etapa, o embasamento teórico e algumas definições relativas ao tema estudado.

### **2.1 FORNO SECADOR**

O forno secador referenciado no sistema em estudo é definido como sendo um equipamento que se destina a elevar a temperatura interna do ar a um determinado valor para a promoção de cura de uma camada de tinta depositada sobre as superfícies de peças metálicas. No caso estudado o aquecimento se dá de forma indireta, ou seja, a queima do combustível ocorre em um meio em separado transmitindo a energia térmica da queima ao ar do interior do secador por meio de trocadores de calor.

### **2.2 TRANSPORTADOR TRANSVERSAL DE DUPLA CORRENTE**

Por se tratar de um sistema de fluxo produtivo contínuo, no interior do forno secador existe um sistema de transporte responsável pela movimentação das peças em processo de cura. Este conjunto transportador consiste em dois sistemas paralelos de correntes de rolos ao longo de toda a extensão lateral superior do forno secador, conforme Figuras 1 e 2. As cargas são acomodadas em estruturas denominadas Racks e são movimentadas no sentido transversal em relação ao comprimento da peça.

Figura 1 - Vista isométrica simplificada do transportador dupla corrente de rolos

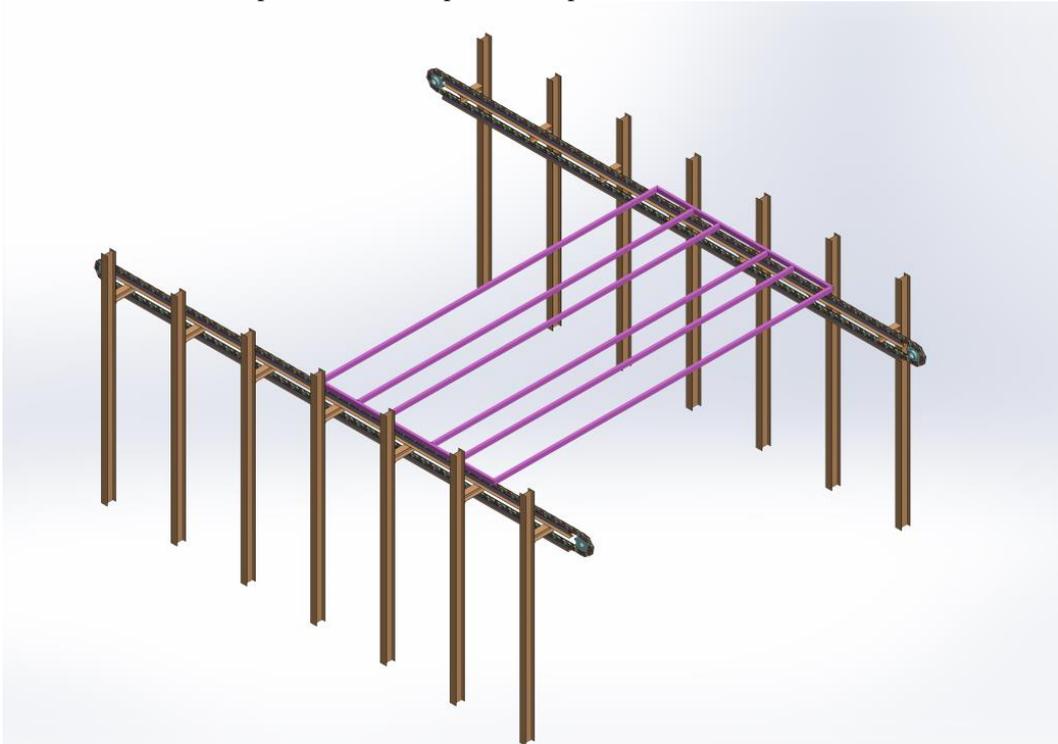
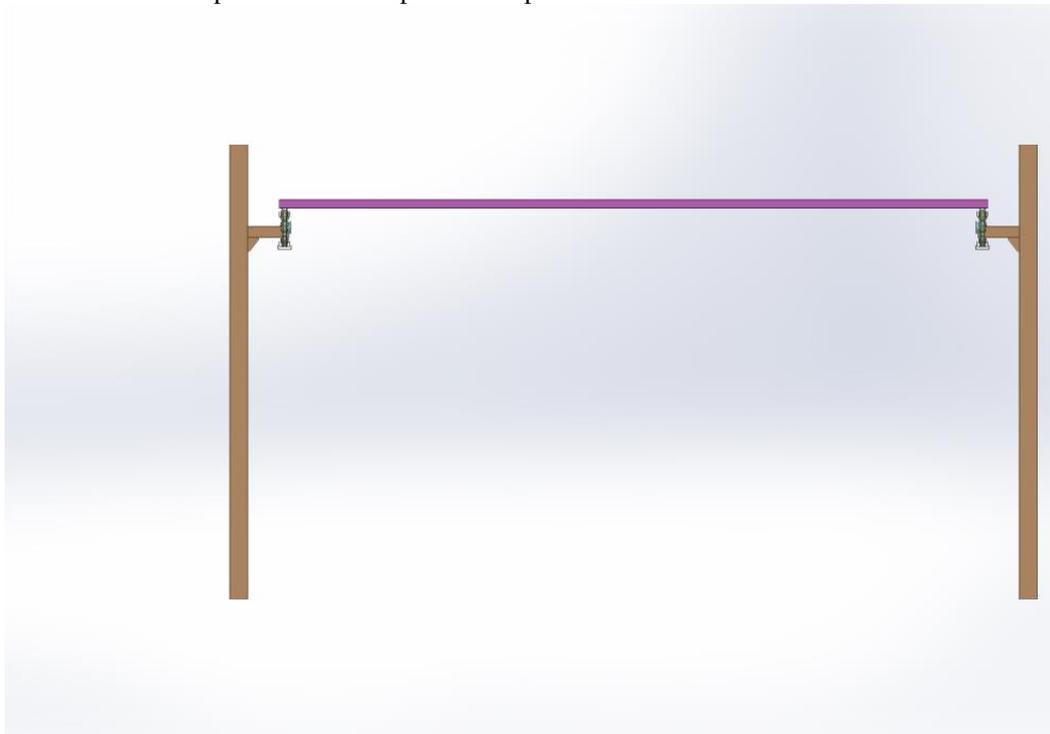


Figura 2 - Vista frontal simplificada do transportador dupla corrente de rolos



A corrente possui uma configuração específica para a aplicação, os rolos são deslocados do centro das placas a fim de proporcionar do lado superior, o apoio à carga pelas placas e de lado inferior, promover o contato com uma pista de rolamento por meio do rolo,

assim a carga é movimentada pelo fenômeno de rolamento utilizando como meio a corrente de rolos que é tracionada por um conjunto moto redutor conforme Figuras 3, 4 e 5.

Figura 3 - Detalhe da corrente de rolos excêntricos

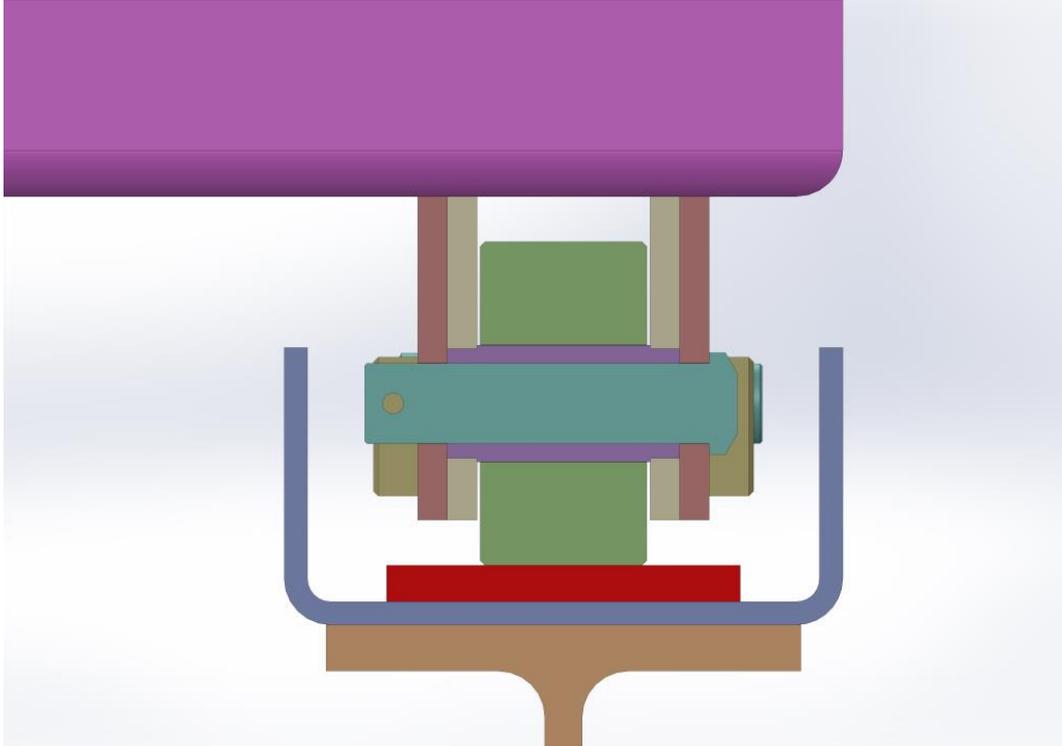
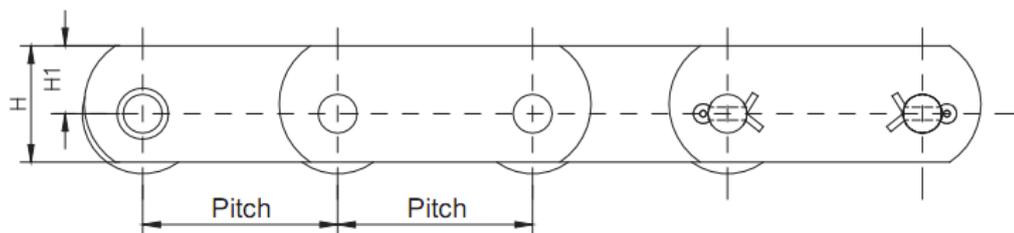


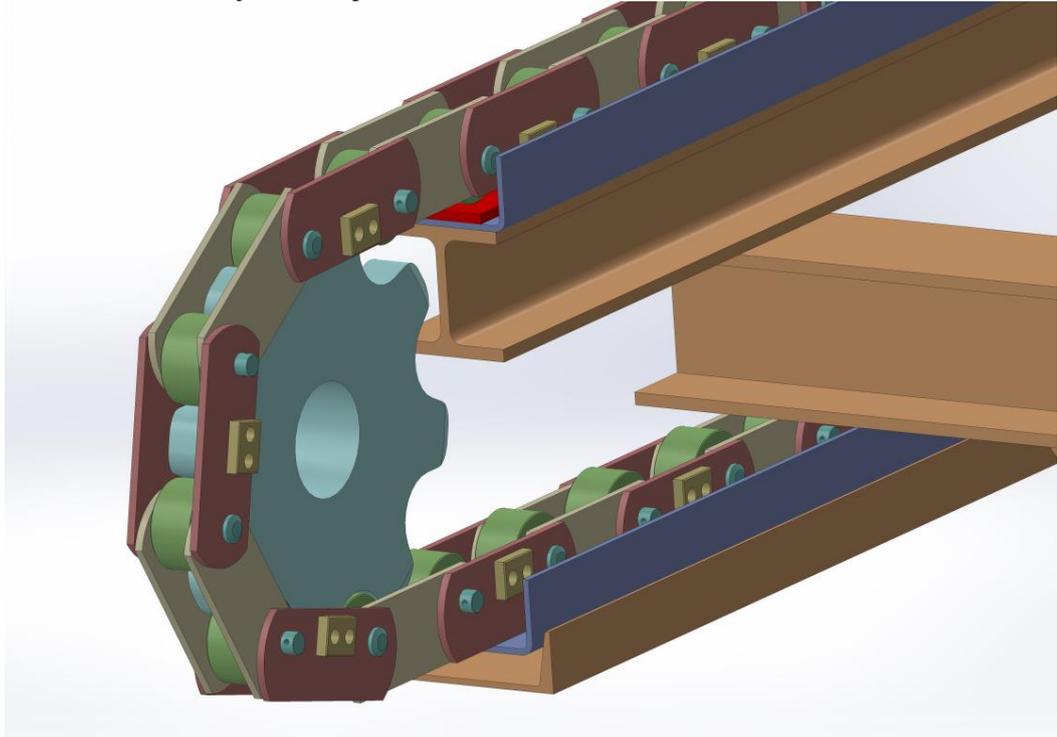
Figura 4 - Corrente de rolos excêntricos



Fonte: SIT, [s.d.]

A Figura 3 mostra o detalhe em corte de um dos lados do transportador, na Figura 4 é possível observar a vista lateral da corrente de rolos e a disposição excêntrica dos rolos. Abaixo, na Figura 5, a roda dentada de tração, corrente, pista de rolamento e estrutura do transportador.

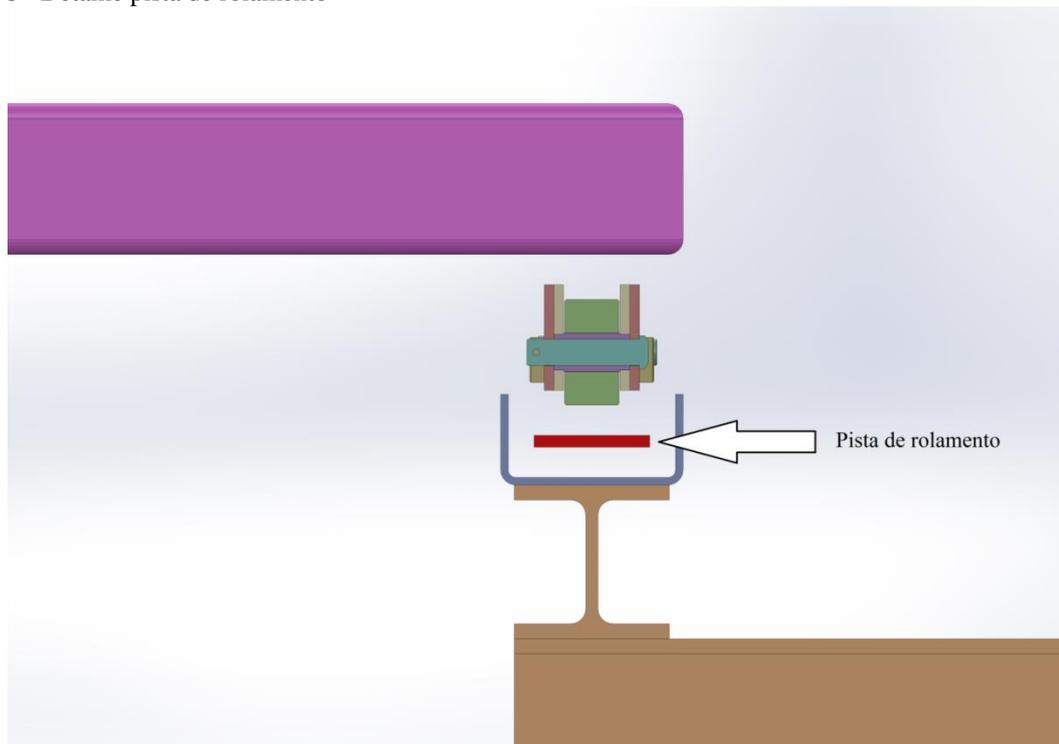
Figura 5 - Detalhe lateral conjunto transportador



### 2.3 PISTA DE ROLAMENTO

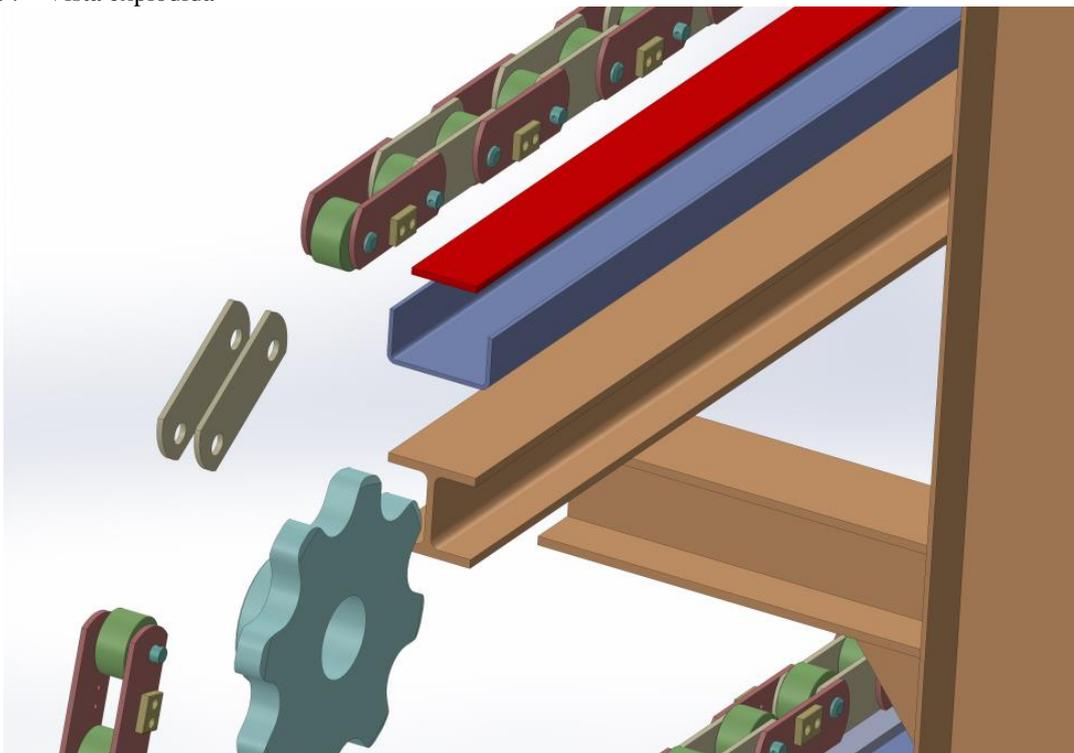
A pista de rolamento é definida como sendo um elemento de máquina interposto entre a corrente e a estrutura de sustentação do transportador, e tem como finalidade prover um apoio aos rolos da corrente que estão sob a ação da carga, absorver e dissipar os esforços preservando a corrente transportadora e protegendo a base estrutural do transportador sendo um componente de desgaste substituível. A pista de rolamento mostrada na Figura 6 e 7, deve ser dimensionada de forma adequada para garantir a absorção da energia da carga sem deformação permanente, resistir ao desgaste e à fadiga sem comprometer a funcionalidade do sistema e com longa durabilidade.

Figura 6 - Detalhe pista de rolamento



O posicionamento da pista de rolamento, vista no detalhe da Figura 6 e na vista explodida conforme Figura 7, sendo um elemento de desgaste, tem como objetivo evitar o contato direto do rolo da corrente com a estrutura do transportador.

Figura 7 - Vista explodida



## 2.4 PROJETO DE ELEMENTOS DE MÁQUINA

Para Juvinall (2008) as considerações técnicas sobre o projeto de componentes mecânicos estão centradas no entorno de duas principais áreas de concentração, sendo elas, as relações entre tensão, deformação e resistência em elementos sólidos e nos fenômenos de superfície onde se enquadra o desgaste.

Stemmer (1982) afirma que o aperfeiçoamento de uma máquina ou componente é uma tarefa onde se busca a melhoria e adequação da função através da eliminação de falhas com redução de custo pela simplificação. Segundo este mesmo autor uma adaptação é uma tarefa onde são realizadas pequenas modificações para atender uma nova necessidade.

## 2.5 TEORIA DE HERTZ

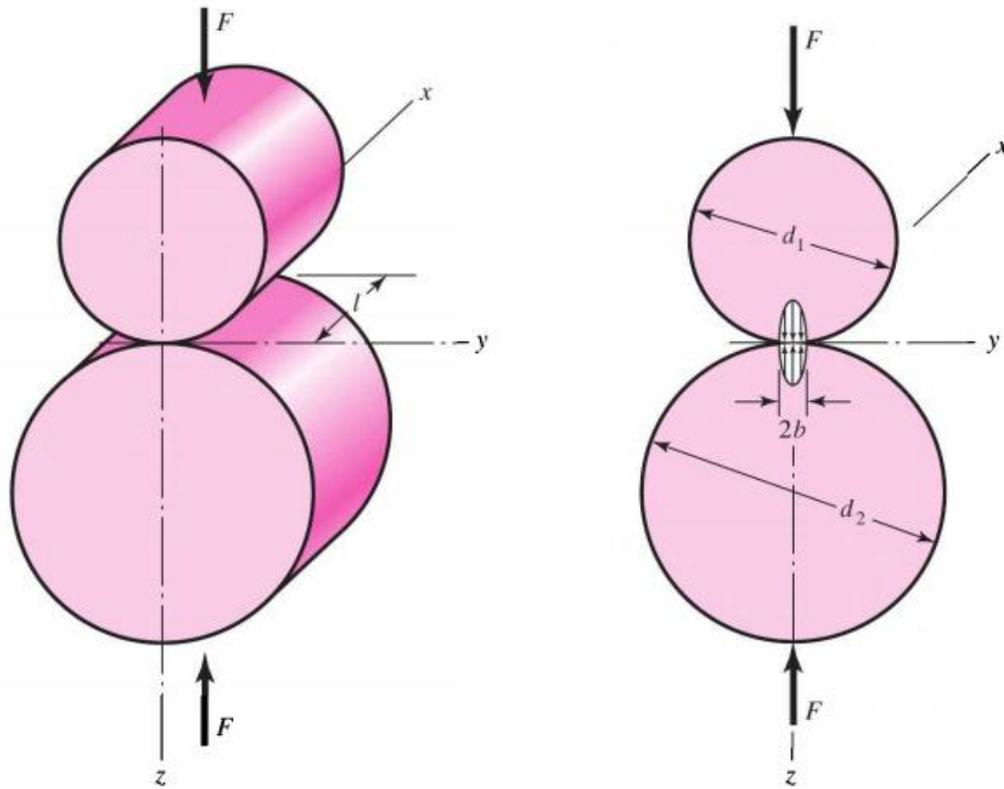
De acordo com Santos (2000), Hertz, no ano de 1881, foi o pioneiro no desenvolvimento e apresentação de uma teoria para explicar os fenômenos de contato entre corpos, seus estudos foram baseados em contato estático sem considerar movimentos como rotação e translação entre os corpos, mas, pode ser empregada para estudo de contatos entre corpos em rolamento puro.

Conforme Young e Budynas (2002) em condições dinâmicas, se o movimento envolvido é de rolamento sem deslizamento as condições de tensão são comparáveis a aquelas produzidas por carga estática. Em seu trabalho, Hertz considera que os corpos em contato são elásticos, ou seja, ao sofrerem a ação de uma força se deformam e no momento em que esta força cessa as deformações são revertidas à condição inicial.

A grande importância da análise do contato entre corpos elástico está na determinação de uma área de contato efetiva. De acordo com Norton (2013) nos casos gerais, uma esfera em contato com outro corpo formará, teoricamente, uma região de contato pontual de diâmetro nulo, já dois cilindros em contato paralelo formarão, teoricamente, uma reta de contato sem espessura, considerando a área de contato nula entre estes corpos, qualquer força aplicada provocará uma tensão infinita capaz de produzir uma deformação instantânea no material.

Na prática os materiais são elásticos e na medida em que sofrem a ação de uma força, pressionados um contra o outro, se deformam para criar uma área de contato suficientemente ampla para suportar as tensões geradas. Neste caso é de fundamental importância a geometria dos corpos em análise, no caso de um contato entre cilindros paralelos a área de contato será um retângulo onde a distribuição de pressão sobre essa área será elíptica conforme Figura 8.

Figura 8 - Meia largura de conto entre corpos



Fonte: BUDYNAS e NISBET, 2011, p. 144

Conforme Budynas e Nisbet, (2011p. 143) a fórmula geral para a determinação da meia largura de contato entre corpos será obtida pela fórmula 1:

Fórmula 1 – Meia largura de contato entre corpos

$$b = \sqrt{\frac{2F}{\pi l} \frac{\frac{(1-\nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1-\nu_2^2)}{E_2}}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}}} \quad (1)$$

Onde:

$b$  = Meia largura do contato ( $m$ )

$F$  = Força ( $N$ )

$\nu_1$  = Coeficiente de Poisson do corpo 1

$E_1$  = Módulo de elasticidade do corpo 1 ( $Pa$ )

$\nu_2$  = Coeficiente de Poisson do corpo 2

$E_2$  = Módulo de elasticidade do corpo 2 ( $Pa$ )

$d_1$  = Diâmetro do corpo 1 ( $m$ )

$d_2$  = Diâmetro do corpo 2 ( $m$ )

$l$  = Comprimento do contato (Largura do rolo) ( $m$ )

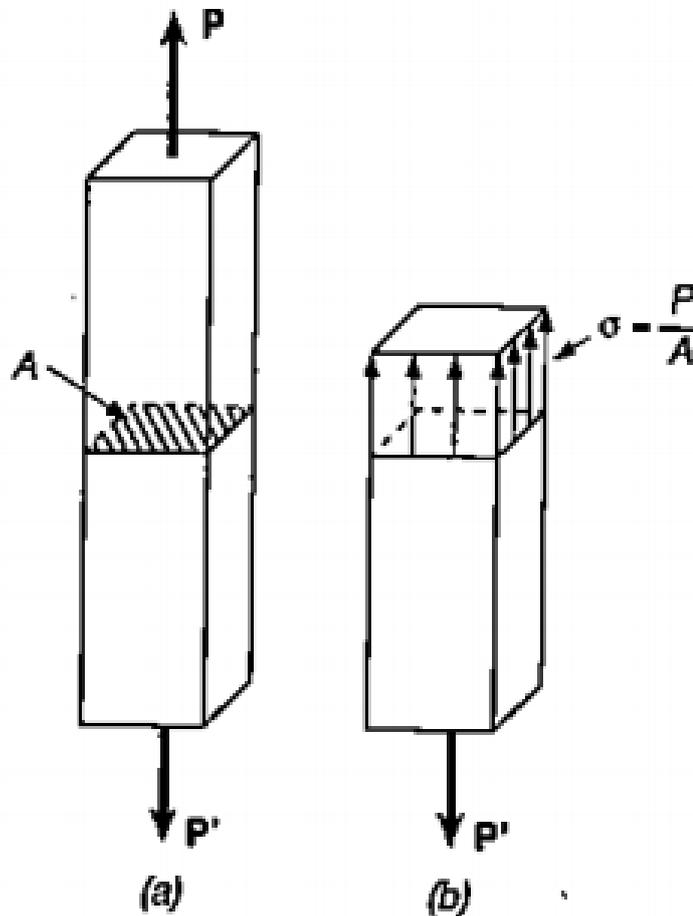
$\pi = 3,14159265359$

Para a determinação da área de contato de um caso específico com um cilindro e uma placa plana, adota-se  $d_2 = \infty$  (Infinito) para o diâmetro do segundo corpo.

## 2.6 TENSÃO

De acordo com Norton (2013) a tensão é definida como sendo força por unidade de área, ou ainda, conforme Beer (1996, p. 4), a tensão atuante é a intensidade das forças distribuídas em determinada área da secção transversal do corpo conforme Figura 9, e é calculada pela Fórmula 2.

Figura 9 - Tensão



Fórmula 2 - Tensão

$$\sigma = \frac{P}{A}$$

(2)

Onde:

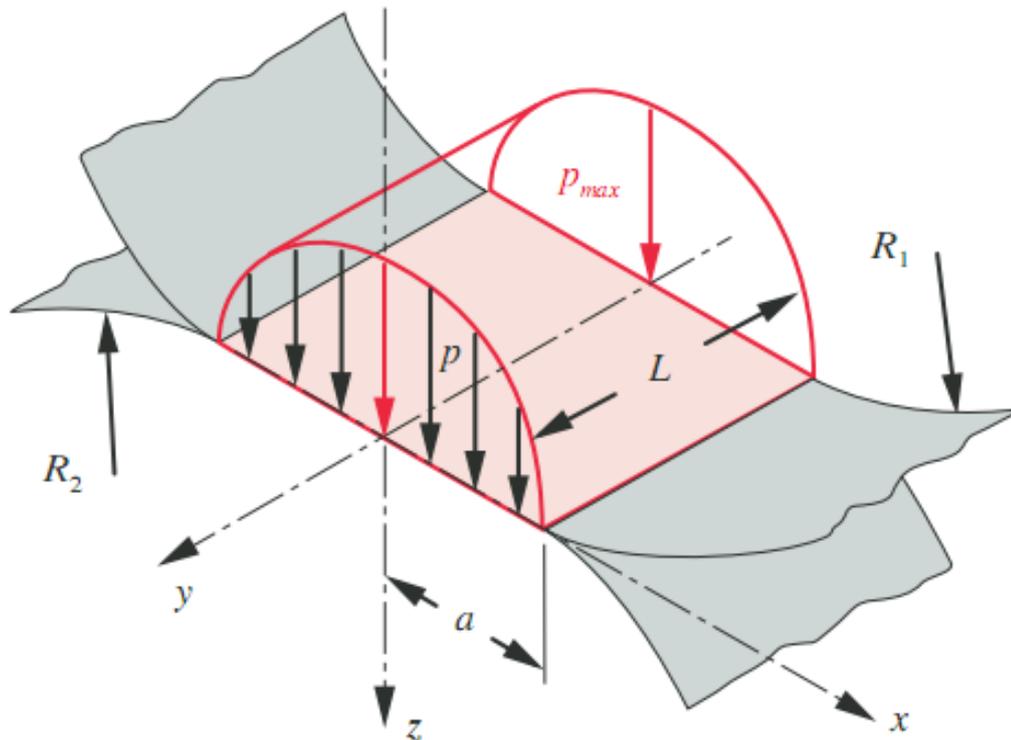
$\sigma$  = Tensão

$P$  = Força aplicada (N)

$A$  = Área transversal inicial do corpo de prova ( $m^2$ )

O contato entre dois corpos, onde pelo menos um deles possui uma superfície curva, será linear ou pontual de acordo com a geometria em questão. Conforme Budynas e Nisbet (2011), quando dois corpos são pressionados um contra o outro, o contato que antes era pontual ou linear passa ser um contato de área conforme a Figura 10 e neste caso uma pressão de contato é desenvolvida. As tensões produzidas por esse contato serão tridimensionais.

Figura 10 - Distribuição de pressão de contato



Fonte: NORTON, 2013, p. 437

De acordo com Budynas e Nisbet (2011, p.145) a pressão de contato máxima entre os corpos pode ser obtida pela fórmula 3:

Fórmula 3 – Pressão de contato máxima

$$Pmax = \frac{2 * F}{\pi * b * l}$$

(3)

Onde:

$Pmax$  = Pressão máxima (Pa)

$F$  = Força (N)

$b = a$  = Meia largura de contato (m)

$l = L$  = Comprimento do contato (Largura do rolo) (m)

$\pi = 3,14159265359$

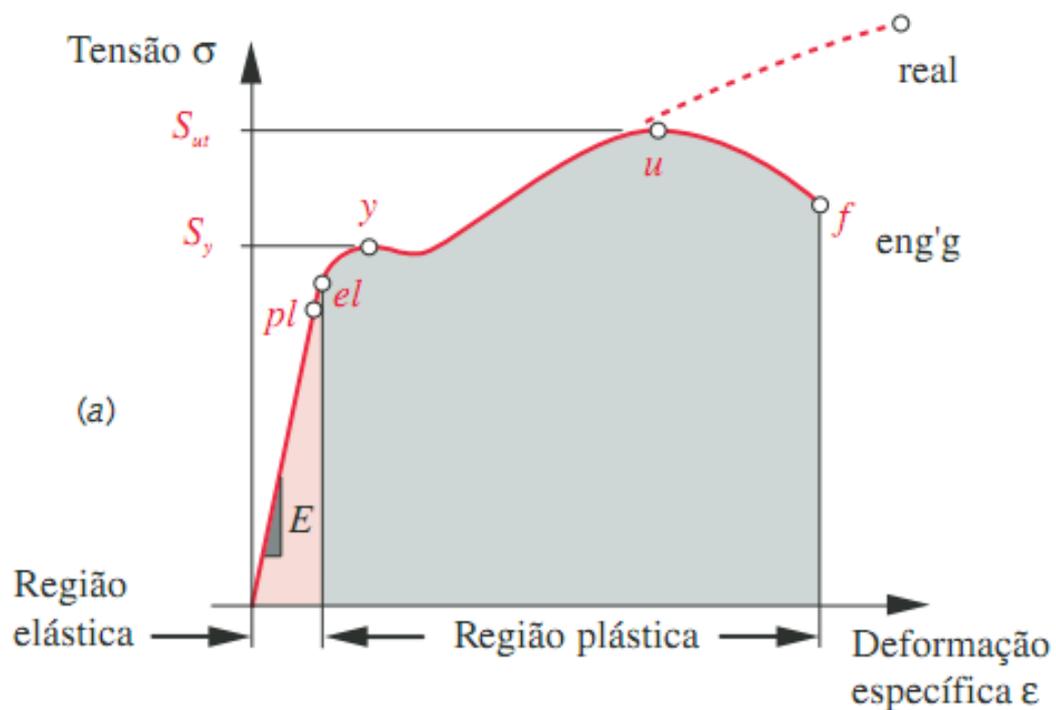
## 2.7 DIAGRAMA TENSÃO-DEFORMAÇÃO

O diagrama tensão-deformação fornece vários parâmetros úteis do material.

Conforme Beer (1996), o diagrama tensão-deformação representa a relação entre tensão e deformação específica de um material. Para se obter o diagrama tensão-deformação, normalmente é realizado um ensaio de tração em um corpo de prova com dimensões e características apropriadas e em ambiente controlado, pois a influência da temperatura, acabamento superficial e velocidade de aplicação da carga pode alterar o resultado.

No ensaio de tração, mediante a aplicação da carga, o corpo de prova tem seu comprimento aumentado de forma proporcional ao carregamento formando uma linha reta com grande coeficiente angular até atingir um valor crítico de tensão, a partir do qual há um grande aumento da deformação com pequeno aumento da carga. O diagrama característico pode ser visto na Figura 11.

Figura 11 - Diagrama Tensão-Deformação real e engenharia aço de baixo carbono (a)



Fonte: NORTON, 2013, p. 32

Por meio do diagrama tensão-deformação podemos dividir os materiais em dois grupos distintos:

- Materiais dúcteis: Conforme Norton (2013) os materiais dúcteis são caracterizados pela tendência de deformação significativa antes do rompimento.

- b) Materiais frágeis: Conforme Norton (2013) os materiais frágeis são aqueles que apresentam mínima deformação antes do rompimento.

### 2.7.1 Limite elástico

De acordo com Juvinal (2008), o limite elástico é definido como o maior valor de tensão a qual o material pode ser submetido retornando a sua dimensão original após a completa remoção da força. Norton (2013) afirma que o limite elástico marca o limiar entre as regiões de comportamento elástico e plástico do material em análise, os pontos *pl* e *el*, na Figura 11, que indicam o fim da região elástica e o início da região plástica respectivamente, muitas vezes estão tão próximos que normalmente são considerados como mesmo ponto.

### 2.7.2 Módulo de elasticidade

O módulo de elasticidade determina a inclinação da curva tensão deformação até o limite de proporcionalidade. Para Norton (2013, p. 31), o limite de proporcionalidade é definido como o ponto onde a curva tensão-deformação é levemente desviada de uma linha reta. Abaixo do limite de proporcionalidade a lei de Hooke pode ser aplicada, a constante de proporcionalidade entre tensão e deformação será a inclinação da curva entre origem e limite de proporcionalidade, chamada Modulo de Young ou simplesmente módulo de elasticidade. O módulo de elasticidade representa a rigidez do material dentro da região de deformação elástica e é dado pela fórmula 4:

Fórmula 4 – Módulo de elasticidade

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} \quad (4)$$

Onde:

E = Módulo de Elasticidade (*Pa*)

$\sigma$  = Tensão (*Pa*)

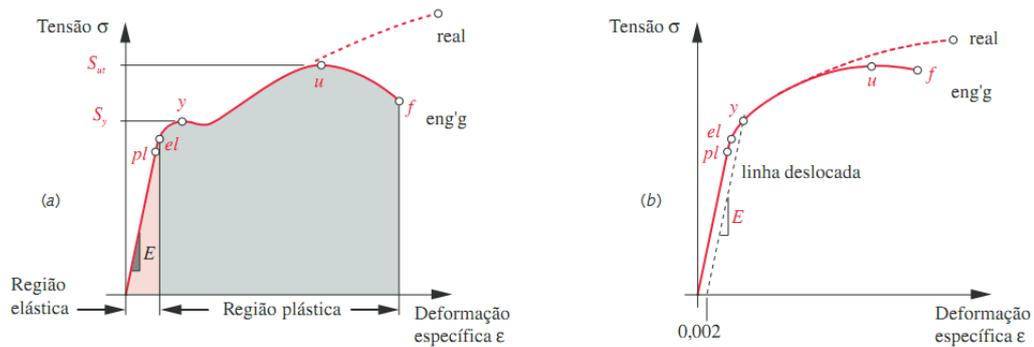
$\varepsilon$  = Deformação (*Adimensional*)

### 2.7.3 Limite de escoamento

Conforme Norton (2013, p. 32) o escoamento do material tem início a partir do ponto (*y*) logo após o ponto do limite elástico, a partir deste ponto a deformação é permanente e a inclinação do gráfico diminui. O limite de resistência ao escoamento (*Sy*) é o valor da tensão na qual se inicia a deformação plástica significativa do material, em alguns materiais o início do escoamento se dá de maneira gradual, neste caso, a resistência ao escoamento é

determinada por um valor arbitrário de 0,2% de deformação, traçada paralelamente ao trecho reto que passa pela origem do gráfico tensão-deformação conforme pode ser visto na Figura 12.

Figura 12 - Diagrama Tensão-Deformação real e engenharia aço de baixo carbono (a); e aço de alto carbono temperado (b)



## 2.8 RESILIÊNCIA

De acordo com Callister (2002), a resiliência é a capacidade que um material possui de absorver energia quando é deformado elasticamente e retornar a condição normal ao cessar a carga. De forma geral podemos afirmar que a resiliência está localizada abaixo do ponto de resistência ao escoamento ( $S_y$ ).

## 2.9 TENACIDADE

Para Rosa (2002), a tenacidade é a capacidade que um material possui em absorver energia entrando no regime plástico, suportando ocasionalmente tensões maiores que as tensões de escoamento sem se romper.

Callister (2002) define tenacidade como um termo mecânico usado em vários contextos e representa a habilidade de um material em absorver energia até o rompimento, a maneira como a carga é aplicada é um dos fatores importantes na determinação da tenacidade. Ainda conforme este autor, para uma situação estática a tenacidade pode ser determinada a partir de um ensaio de tração.

## 2.10 DUREZA

Callister (2002) define a dureza como sendo a medida da resistência do material à deformação plástica. No entanto Shackelford (2008) diz que o ensaio de dureza fornece uma

alternativa simples ao ensaio de tração, a resistência do material à penetração é uma indicação de sua resistência.

### 2.11 ESCOAMENTO

Conforme Callister (2002), escoamento é uma deformação plástica que se caracteriza à medida em que a tensão atinge o valor limite de escoamento.

### 2.12 ENCRUAMENTO

Também conhecido como endurecimento por trabalho, o encruamento é definido por Callister (2002) como um fenômeno pelo qual um material se torna mais duro e resistente quando submetido a uma deformação plástica.

### 2.13 FLUÊNCIA

Shackelford (2008) diz que somente o ensaio de tração não pode prever o comportamento de um material usado em temperaturas elevadas e Chiaverini (1986), corrobora dizendo que a fluência é um fenômeno de deformação plástica sob carga constante que ocorre de forma lenta e gradual à medida que a temperatura é aumentada e de modo geral pode ser definida como uma deformação crescente, com o tempo, sob carga constante.

Neste contexto, o aumento da temperatura aumenta a velocidade de fluência, pois a mobilidade dos átomos é aumentada e as discordâncias adquirem maior mobilidade. Para aços, este fenômeno torna-se significativo acima dos 350°C. Para Van Vlack (1984) o mecanismo da fluência está relacionado com o movimento de discordâncias onde em baixas temperaturas, a deformação é restringida, entretanto, em temperaturas mais elevadas, os movimentos atômicos permitem a movimentação destas discordâncias ocorrendo assim a deformação caracterizada como fluência.

### 2.14 COEFICIENTE DE POISSON

O coeficiente de Poisson é um número adimensional. Considerando um material homogêneo e isotrópico, ou seja, suas propriedades mecânicas sendo independentes do ponto considerado e direção considerada, o alongamento produzido por uma força  $P$  na direção dessa força será acompanhado por uma contração em qualquer direção transversal. A deformação específica deve ser igual em qualquer direção transversal, BEER (1996).

Para Beer (1996, p. 125), o coeficiente de Poisson é a razão entre a deformação específica lateral e longitudinal. É calculada pela fórmula 5:

Fórmula 5 – Coeficiente de Poisson

$$\nu = \left| \frac{\text{deformação específica transversal}}{\text{deformação específica longitudinal}} \right| \quad (5)$$

O coeficiente de Poisson, para a maioria dos metais pode ser considerado em torno de 0,3 conforme Tabela 1:

Tabela 1 - Coeficiente de Poisson

Material	$\nu$
Alumínio	0,34
Cobre	0,35
Ferro	0,28
Aço	0,28
Magnésio	0,33
Titânio	0,34

Fonte: NORTON, 2013, p. 36

## 2.15 FADIGA

Fadiga é um mecanismo de degradação que se manifesta na forma de micro trincas que levam ao colapso elementos de máquina devido a cargas repetidas.

Beer (1996) define fadiga como sendo a ruptura do material depois de repetidos carregamentos a uma tensão abaixo da tensão de ruptura por carregamento estático.

Juvinall (2008) afirma que a fadiga é o resultado de uma deformação plástica repetida e ocorre após milhares ou milhões de ciclos onde são observados minúsculos escoamentos a uma tensão abaixo do limite de escoamento ou limite elástico convencionalmente estabelecido. Até um determinado ponto este minúsculo escoamento aumenta a resistência do material, contudo, na medida em que o escoamento vai aumentando em função da repetição do carregamento haverá uma perda localizada da ductilidade até ocorrência de uma fratura.

Para Norton (2013) ensaios de tração e torção aplicam cargas lentas uma única vez em um corpo de prova a fim de obter resistências estáticas do material. Alguns elementos de máquina sofrerão apenas solicitações estáticas ao longo de sua vida útil, no entanto, a grande maioria sofrerá a atuação de carregamento variável com o tempo. Os materiais possuem comportamento diferenciado de acordo com o carregamento aplicado. As falhas em componentes de máquinas devido a cargas que variam com o tempo, ocorrem geralmente em

níveis de tensão inferiores aos valores de resistência de escoamento dos materiais. Assim é imprescindível a um bom projeto a consideração destas solicitações para o correto dimensionamento de um componente.

### 2.15.1 Fadiga de contato superficial

Norton (2013) diz que quando duas superfícies estão em contato de rolamento puro, ou quando rolam com uma pequena porção de deslizamento, entra em cena um mecanismo de falha chamado fadiga superficial. As tensões introduzidas nos materiais em contato em situação de rolamento são altamente dependentes da geometria das superfícies de cada corpo, bem como carga aplicada e propriedades do material. Em todos os casos de rolamento entre superfícies, os raios de curvatura destas superfícies em contato são fatores determinantes, alterando o raio de curvatura é possível a aplicação várias combinações de rolamento.

A fadiga superficial ocorre em contato de rolamento puro ou por deslizamento e rolamento, as elevadas tensões de contato em pequenas áreas agem causando falhas por fadiga do material após milhares de ciclos. (NORTON, 2013). Em aplicações em que existam tensões de contato, exigem-se materiais com alta resistência em que se deve dar atenção especial ao acabamento superficial e à dureza.

Conforme Smith Neto (2005), Buckingham e Talbourdert determinaram que a fadiga superficial para o aço depende da dureza Brinell ( $HB$ ) sendo que o limite de resistência à fadiga superficial para uma vida de  $10^8$  conforme Smith Neto (2005, p. 116) é definido pela fórmula 6:

Fórmula 6 – Limite de resistência à fadiga superficial

$$Sc_{10^8} = 2,76HB - 70Mpa \quad (6)$$

Onde:

$Sc_{10^8}$  = Limite de resistência à fadiga ( $Pa$ )

$HB$  = Dureza Brinell

Ainda de acordo com Smith Neto (2005), o limite de resistência à fadiga superficial da peça deve ser corrigido considerando fatores modificadores conforme a fórmula 7:

Fórmula 7 – Limite de resistência à fadiga superficial corrigido

$$Sc_{10^8} = S_{c1} \cdot \frac{c_L \cdot c_H}{c_T \cdot c_R} \quad (7)$$

Onde:

$C_L$  = Fator de vida, depende do número de ciclos

$C_H$  = Fator de ciclagem ou dureza

$C_T$  = Fator de temperatura

$C_R$  = Fator de confiabilidade (KR)

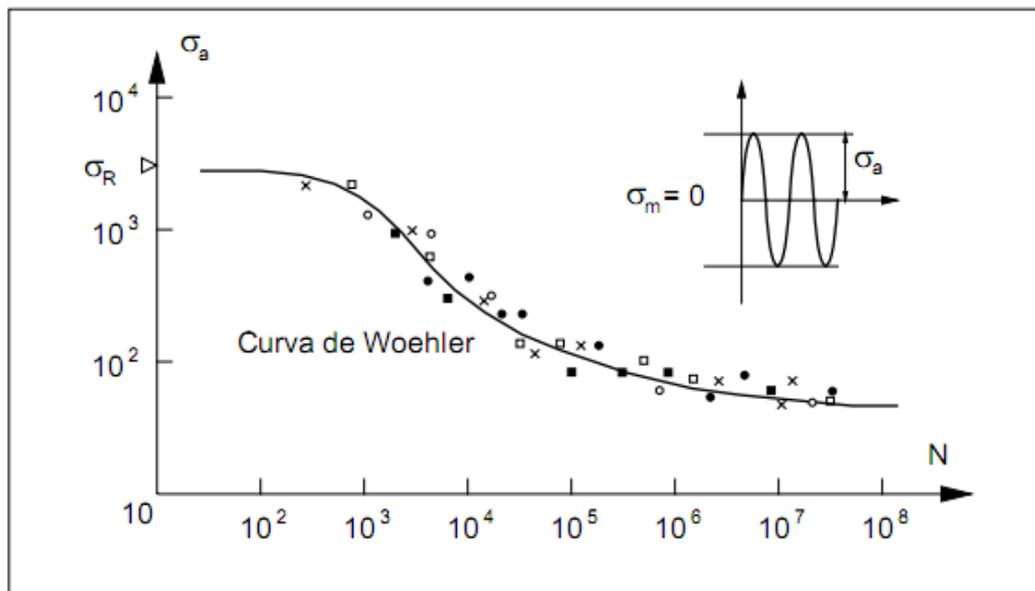
$S_{c_{10^8}}$  = Tensão para vida infinita (Pa)

$S_{c_1}$  = Tensão corrigida (Pa)

### 2.15.2 Gráfico tensão-vida

Conforme Rosa (2002), os resultados de testes de fadiga, onde um corpo de prova é submetido a uma determinada sollicitação por um determinado número de ciclos até a falha, os resultados são usualmente apresentados na forma gráfica de valores de tensão aplicada e número de ciclos da vida, assim, a vida pode ser tão curta como 10 ciclos ou tão longa quanto ( $10^9$ ) ciclos sendo conveniente o uso de escala logarítmica, ao menos no eixo horizontal conforme Figura 13.

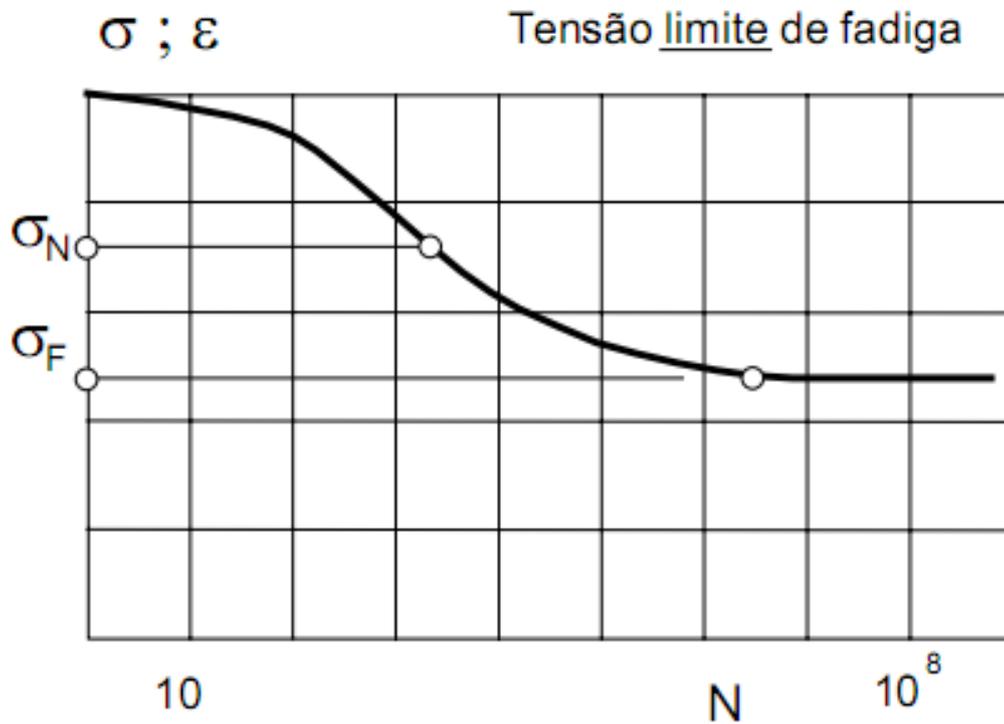
Figura 13 - Aspecto geral de uma curva tensão alternante-número de ciclos



Fonte: ROSA, 2002, p. 251

Nesta Figura 13 observa-se no eixo da ordenada a tensão ( $S$ ) aplicada ao corpo de prova e no eixo da abscissa a vida do componente em números de ciclos ( $N$ ) sendo que o limite de resistência à fadiga para vida infinita pode ser caracterizada pela tensão a qual o material é submetido sem apresenta falha a um determinado número de ciclo conforme  $\sigma F$ , neste ponto é possível observar a estabilização da curva do gráfico conforme Figura 14.

Figura 14 - Representação da tensão limite de fadiga



Fonte: ROSA, 2002, p. 255

Para este mesmo autor, com uma curva definida em termos de tensão e vida para determinada amostra de material é possível corrigir os fatores (S – N) para outros valores conforme a fórmula 8:

Fórmula 8 – Coeficiente angular da curva (S – N)

$$\beta = \frac{\log\left(\frac{Sc_1}{Sc_{10^8}}\right)}{\log\left(\frac{N_1}{N_2}\right)} \quad (8)$$

Onde:

$\beta$  = Coeficiente angular da curva (S – N) (Tangente)

$Sc_1$  = Tensão máxima possível (Corrigida) (Pa)

$Sc_{10^8}$  = Tensão máxima admissível para vida infinita (Pa)

$N_1$  = Número de ciclos de vida útil

$N_2$  = Número de ciclos da vida infinita ( $10^8$ )

## 2.16 FATORES MODIFICADORES DO LIMITE DE RESISTENCIA À FADIGA

Os corpos de prova usados para testes na determinação dos limites de resistência à fadiga são cuidadosamente preparados e os ensaios são realizados em ambientes sob condições controladas. Estes padrões estabelecidos têm como finalidade evitar a influência de

variáveis aleatórias nos resultados. De acordo com Budynas e Nisbet (2011), não se pode esperar que os limites de resistência à fadiga encontrados nos testes realizados em corpos de prova sejam encontrados também nos elementos mecânicos. Estas variações esperadas são atribuídas a fatores não contemplados nos testes.

### 2.16.1 Fator de vida

A aplicação deste fator modificador do limite de resistência à fadiga se deve ao fato de valores de tensão para resistência de crateramento são definidos para uma vida de  $10^7$  ciclos, assim para valores diferentes, conforme Figura 15, conforme Norton (2013, p.727) é necessário a correção do valor de tensão em função da vida de acordo com a fórmula 9:

Fórmula 9 – Fator de vida

$$C_L = 2,466 \cdot N^{-0,056}$$

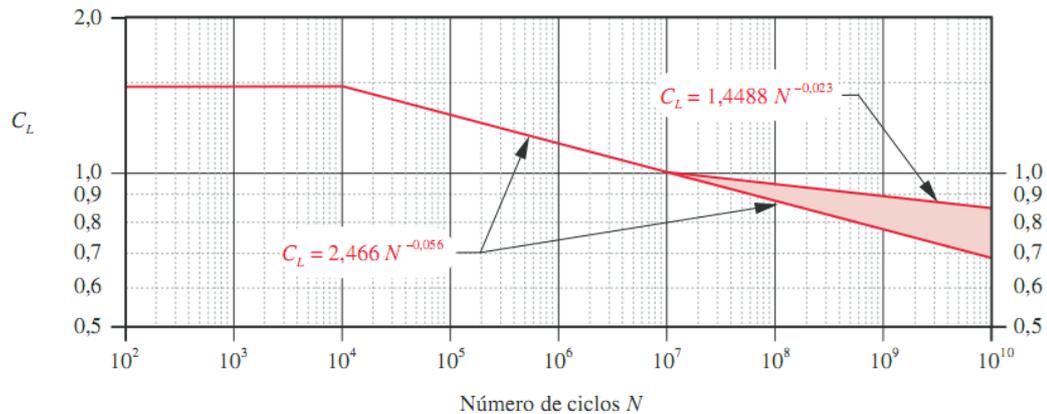
(9)

Onde:

$C_L$  = Fator de vida

$N$  = Número de ciclos diferente de ( $10^7$ )

Figura 15 - Fator de vida de resistência de superfície da AGMA



Fonte: NORTON, 2013, p. 727

### 2.16.2 Fator de razão de dureza/acabamento

Este fator é a razão da dureza relativa entre rolo da corrente e pista de rolamento, este fator será sempre igual ou superior a unidade. Para rolo da corrente com dureza superior a 48HRC, ocorrerá um encruamento e o fator  $C_H$  será uma função do acabamento superficial do rolo e dureza da pista de rolamento. Conforme Norton (2013, p. 729) este fator será obtido pela fórmula 10:

Fórmula 10 – Fator de dureza/acabamento

$$C_H = 1,0 + B(450 - HB_p)$$

(10)

Sendo:

$$B = 0,00075e^{-0,052R_q}$$

Onde:

$C_H$  = Fator de dureza/Acabamento

$HB_p$  = Dureza da pista de rolamento ( $HB$ )

$R_q$  = Rugosidade quadrática média ou RMS do rolo ( $\mu m$ )

### 2.16.3 Fator de temperatura

A resistência e a ductilidade de acordo com Budynas e Nisbet (2011), são propriedades afetadas pela temperatura. A operação de um componente a temperaturas elevadas provoca uma queda contínua da resistência de escoamento do material. Materiais operando em condições de temperatura de até 205°C tem seu limite de resistência à fadiga elevado vindo a despencar no intervalo entre 205°C e 370°C. Este mesmo autor afirma ainda que para altas temperaturas pode não haver limite de resistência à fadiga sendo este fenômeno dependente do tempo de operação. Para temperaturas de até 120°C (250°F) a recomendação conforme Budynas e Nisbet (2011) é o uso do fator  $C_T = 1$ , para temperaturas mais altas, o fator  $C_T$  deverá ser maior que a unidade. De acordo com Norton (2013, p. 724) valores de  $C_T$  para temperatura acima de 120°C (250°F) podem ser obtidos pela fórmula 11:

Fórmula 11 – Fator de temperatura

$$C_T = \frac{460 + T_F}{620} \quad (11)$$

Onde:

$C_T$  = Fator de temperatura

$T_F$  = Temperatura em fahrenheit ( $^{\circ}F$ )

$T_C$  = Temperatura e Celsius ( $^{\circ}C$ )

Para Halliday, Resnik, Walker (2001, p. 186) a conversão de valores de temperatura de graus Celsius para graus Fahrenheit é realizada utilizando a fórmula 12:

Fórmula 12 – Temperatura em Fahrenheit

$$T_F = \left( \frac{T_C \cdot 9}{5} \right) + 32 \quad (12)$$

Onde:

$T_F$  = Temperatura em fahrenheit ( $^{\circ}F$ )

$T_C$  = Temperatura e Celsius ( $^{\circ}C$ )

### 2.16.4 Fator de confiabilidade

O fator de confiabilidade ( $K_R=CR$ ) leva em consideração o efeito das distribuições estatísticas das falhas por fadiga do material. A tabela 2 é baseada em dados desenvolvidos pela marinha dos Estados Unidos para falhas de tensões de contato.

Tabela 2 - Fatores de confiabilidade

Confiabilidade %	$K_R$
90	0,85
99	1,00
99,9	1,25
99,99	1,50

Fonte: NORTON, 2013, p. 725

Budynas e Nisbet (2011, p. 769), considerando que a relação de valores de fator de confiabilidade e confiabilidade não são lineares, indicam que para valores diferentes daqueles expressos na tabela, uma interpolação logarítmica proporcionada pela fórmula 13 pode ser utilizada:

Fórmula 13 – Fator de confiabilidade

$$K_R = 0,658 - 0,0579 \ln(1 - R) \text{ para } 0,5 < R < 0,99 \quad (13)$$

Onde:

$R$  = Confiabilidade requerida

### 2.17 FATOR DE SEGURANÇA

De acordo com Beer (1996), novas máquinas e estruturas deverão cumprir determinadas funções de maneira segura e econômica. Budynas e Nisbet (2011) destaca que são muitas incertezas no projeto de máquinas e é de fundamental importância o tratamento adequado destas variáveis para um resultado satisfatório.

Chiaverini (1986) define o fator de segurança como sendo um número empírico pelo qual a resistência do material é dividida de forma a obter-se um valor conservador de tensão. A aplicação deste fator se deve ao fato de que os metais tendem a deteriorar-se em serviço pela ação do ambiente de trabalho e em função das variações das tensões adotadas no projeto e varia de acordo com o tipo de carga, tipo de material e condições de serviço. Juvinal (2008)

cita ainda a consequência da falha e o custo da utilização de um alto fator de segurança e ressalta como ponto chave o equilíbrio em relação ao dano na seleção do fator de segurança a ser adotado, este equilíbrio deve ser baseado em um bom julgamento de engenharia e em todas as experiências disponíveis. Juvinal (2008) ainda recomenda a sugestão de Joseph Vidosic, conforme quadro 1:

Quadro 1 - Recomendações para fatores de segurança

FS	Recomendação
1,25 a 1,5	Para materiais excepcionalmente confiáveis a serem utilizados sob condições controladas e sujeitos a cargas e tensões que possam ser determinadas com alto grau de precisão, utilizados quase que invariavelmente onde o baixo peso é uma consideração particularmente importante
1,5 a 2	Para materiais bem conhecidos, sob condições ambientais razoavelmente constantes, sujeitos a cargas e tensões que podem ser determinadas facilmente
2 a 2,5	Para materiais cujas propriedades sejam conhecidas em termos de médias, operados em ambientes comuns e sujeitos a cargas e tensões que possam ser determinadas
2,5 a 3	Para materiais pouco testados ou materiais frágeis sujeitos a condições ambientais, cargas e tensões médias
3 a 4	Podem ser utilizados para materiais cujas propriedades sejam bem conhecidas e que devam ser utilizados em ambientes incertos ou sujeitos a tensões incertas
<p>a) Cargas repetidas: os fatores estabelecidos nos itens 1 a 6 são aceitáveis, porém devem ser aplicados ao limite de resistência à fadiga, em vez de à resistência ao escoamento do material.</p> <p>b) Forças de impacto: os fatores fornecidos nos itens 3 a 6 são aceitáveis, porém um fator de impacto deve ser incluído no projeto.</p> <p>c) Materiais frágeis: nos casos em que o limite de resistência é utilizado como valor máximo teórico, os fatores apresentados nos itens 1 a 6 devem ser aproximadamente dobrados.</p> <p>d) Nos casos em que fatores mais altos possam parecer mais apropriados, uma análise mais detalhada do problema deve ser realizada antes da decisão sobre o valor desses fatores.</p>	

Fonte: Adaptado de JUVINALL, 2008

### 3 METODOLOGIA

Conforme Ferreira, (2010 p. 503), metodologia é “o conjunto de métodos e regras em determinada disciplina”.

Método segundo Lakatos (2003) é o caminho pelo qual se chega a determinado resultado e deve permitir a todos retrair os procedimentos permitindo a compreensão do caminho no processo estudado.

#### 3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS

No que se refere aos métodos e técnicas utilizadas no estudo, considerando-se que o trabalho está direcionado ao dimensionamento de uma pista de rolamento para transportador transversal de dupla corrente de rolos de um forno secador, adota-se o tipo de pesquisa exploratória, pois conforme Furasté (2008) este tipo de pesquisa busca informações sobre o tema estudado.

Neste sentido, realizou-se inicialmente a pesquisa bibliográfica para responder os objetivos específicos propostos com uma revisão da literatura em livros, internet, revistas, monografias entre outros disponíveis ao público em geral, com a finalidade de proporcionar, uma visão geral sobre as características dos materiais, definição de fórmulas e parâmetros que influenciam no dimensionamento dos elementos de máquina.

A coleta de dados deu-se sobre o dimensional da estrutura existente e características produtivas como carga, temperatura, velocidade e foram realizadas através de informações de projeto e verificações realizadas em campo. Com base nestas informações o memorial de cálculo foi organizado e executado sendo a força estática determinada pela aplicação da segunda lei de Newton e aplicando o fator de segurança conforme Juvinal (2008), determinação da meia largura de contato seguindo a fórmula de Hertz para contato entre cilindro e placa plana, o cálculo da pressão máxima de contato seguiu Budynas e Nisbet (2011 p. 145) e relacionando a pressão de contato é obtida a dureza necessária conforme Smith Neto (2005 p. 116). Os fatores modificadores do limite de fadiga como fator de vida, dureza/acabamento, temperatura e confiabilidade foram obtidos utilizando as recomendações de Norton (2013 p. 727), Norton (2013 p. 729), Norton (2013 p. 724) e Budynas e Nisbet (2011 p. 769) respectivamente.

A aplicação dos fatores modificadores se deu conforme Smith Neto (2005 p. 116) e a vida do componente foi prevista relacionando tensão inicial e tensão corrigida de acordo com Budynas e Nisbet (2011 p. 347).

Para a análise dos dados foi utilizado os resultados dos cálculos elaborados para responder o objetivo geral, foi efetuado o dimensionamento da pista de rolamento para a corrente do sistema transportador de dupla corrente de rolos de um forno secador, determinando as características mecânicas de material como dureza e tensão de escoamento a ser utilizado na fabricação deste componente, também elaborou-se tabelas, figuras e cálculos.

## 4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

Neste tópico serão apresentados os dados e parâmetros do sistema transportador e o memorial de cálculo com o desenvolvimento das fórmulas e resultados numéricos de dureza, tensão, ciclos e tempo de vida obtidos, ao final apresenta-se um quadro com sugestões de material disponível no mercado, mas não únicos, com capacidade de atendimento à necessidade do componente.

### 4.1 COLETA DE DADOS

Para o dimensionamento da pista de rolamento, considerando o sistema transportador de um forno secador em estudo já existente em uma indústria do setor metal mecânico, o conhecimento dimensional e de material da corrente instalada no sistema é critério básico, estas informações foram obtidas através de folhas de dados do projeto original, medições e análises realizadas nos componentes. Neste caso, o componente pista de rolamento deve ser adequado à condição já existente. A corrente transportadora possui configuração simples com passo de 125mm, placas em aço e rolos de 70mm de diâmetro em aço superficialmente endurecido a 55HRc, 35,8mm de largura com acabamento superficial com rugosidade quadrática média ou RMS (Rq) de  $6,7\mu\text{m}$  trabalhando em um ambiente com temperatura de  $170^{\circ}\text{C}$ .

Dados de processo determinam carga aplicada de 500Kg sobre cada rolo da corrente que exercerá pressão sobre a pista de rolamento bem como a velocidade de transporte aqui expressa em ciclos de carga, ou seja, número de vezes que o rolo carregado da corrente toca um determinado ponto da pista de rolamento, o coeficiente de segurança definido, considerando o quadro 1 e fatores diversos foi 2.

A definição do coeficiente angular  $\beta = -0,056$  foi realizada a partir de informações obtidas na literatura pertinente, onde este coeficiente determina a inclinação da curva do gráfico S-N para a vida de ( $10^8$ ) ciclos de amostras em função de dados experimentais. (BUDYNAS e NISBET, 2011).

### 4.2 DEFINIÇÃO DO REGIME DE TRABALHO

O regime de trabalho considerado para o dimensionamento da pista de rolamento tem como base o regime de produção máximo do sistema. Os ciclos mencionados neste trabalho referem-se ao número de vezes que o rolo da corrente passa em um ponto determinado da pista de rolamento, neste caso, a pista de rolamento é submetida a 160 vezes à carga do rolo

da corrente no período de 1 hora, 24 horas por dia e 365 dias por ano para a obtenção da estimativa de vida em anos.

### 4.3 EQUACIONAMENTO

O equacionamento partiu das pré-condições estabelecidas na coleta de dados e regime de trabalho. Sobre a carga aplicada em cada rolo da corrente em função da massa transportada definiu-se a força normal sobre o rolo, aplicando a correção dos valores de força com base no fator de segurança se obtém a força corrigida.

### 4.4 MEMORIAL DE CÁLCULO

Apresenta a aplicação das fórmulas, dados e parâmetros para a obtenção dos resultados numéricos.

#### 4.4.1 Condições iniciais e parâmetros do sistema

Para o dimensionamento da pista de rolamento partimos das seguintes condições iniciais:

- Corrente com passo de 125mm;
- Diâmetro do rolo de 70mm;
- Largura do rolo da corrente de 35,8mm;
- Diâmetro da pista de rolamento (Corpo 2) sendo infinito;
- Dureza superficial do rolo da corrente de 55HRc;
- Rugosidade quadrática média da superfície do rolo da corrente de  $6,7\mu\text{m}$ ;
- Temperatura de operação da corrente e pista de rolamento de  $170^{\circ}\text{C}$ ;
- Carga aplicada sobre um rolo da corrente de 500Kg;
- Fator de segurança igual a 2;
- Aceleração da gravidade de  $9,81\text{m/s}^2$ ;
- Coeficiente angular  $\beta = -0,056$  da inclinação da curva do gráfico S-N usado pela AGMA (American Gears Manufacturers Association);
- Coeficiente de Poisson para aço sendo 0,3;
- Módulo de elasticidade para aço sendo 207 Gpa;
- Regime de trabalho do conjunto transportador;
- 160 ciclos por hora;
- 24 horas de trabalho por dia;

- 365 dias por ano.

#### 4.4.2 Determinação da força estática sobre o rolo da corrente em função da massa

Fazendo uso da segunda lei de Newton para determinação da força em função da massa pela fórmula 14, segundo HIBBELER, (2011 p. 3).

Fórmula 14 - Força

$$F = m * a \quad (14)$$

Onde:

$F$  = Força ( $N$ )

$m$  = Massa ( $Kg$ )

$a$  = Aceleração da gravidade ( $m/s^2$ )

Pois, conforme Hibbeler (2011), sendo uma partícula influenciada por uma força em desequilíbrio  $F$  sofre uma aceleração  $a$  que possui mesma direção da força e intensidade diretamente proporcional à força.

Neste cálculo, em função da massa obtém-se a força normal sobre o rolo da corrente.

$$F = 500Kg * 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$F = 4.905N$$

#### 4.4.3 Aplicar o fator de segurança

Com a aplicação do fator de segurança obtém-se a força normal corrigida.

$$FS = \frac{F_{corrigida}}{F}$$

$$F_{corrigida} = FS * F$$

$$F_{corrigida} = 2 * 4905N$$

$$F_{corrigida} = 9.810N$$

#### 4.4.4 Determinação da meia largura de contato entre rolo da corrente e pista de rolamento

Relacionando dados dimensionais, de força e propriedades dos materiais obtém-se a meia largura de contato;

$$b = \sqrt{\frac{2 * F}{\pi * l} \frac{\frac{(1 - \nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1 - \nu_2^2)}{E_2}}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}}}$$

$$b = \sqrt{\frac{2 * 9.810}{\pi * 0,0358} \frac{\frac{(1 - 0,3^2)}{207 * 10^9} + \frac{(1 - 0,3^2)}{207 * 10^9}}{\frac{1}{0,07} + \frac{1}{\infty}}}$$

$$b = 0,000327667m$$

#### 4.4.5 Determinação da pressão máxima de contato entre rolo da corrente e pista de rolamento

Para uma vida de  $10^8$  ciclos, a pressão máxima é determinada em função de força e dimensão do rolo da corrente.

$$Sc_{10^8} = Pmax = \frac{2 * F}{\pi * b * l}$$

$$Pmax = \frac{2 * 9.810}{\pi * 0,0003277 * 0,0358}$$

$$Pmax = 532,394MPa$$

#### 4.4.6 Determinar a dureza adequada para vida infinita $10^8$ em função de $Pmax$

A pressão máxima para a vida de  $10^8$  ciclos nos permite encontrar a dureza necessário do material.

$$Pmax = Sc_{10^8} = 2,76HB - 70MPa$$

$$HB = \frac{Sc_{10^8} + 70}{2,76}$$

$$HB = \frac{532,394Mpa + 70}{2,76}$$

$$HB = 218,26$$

#### 4.4.7 Determinar os fatores modificadores do limite de resistência à fadiga

Os fatores modificadores do limite de resistência à fadiga são calculados conforme segue:

#### 4.4.7.1 Fator de vida

$$C_L = 2,466 \cdot N^{-0,056}$$

$$C_L = 2,466 \cdot (10^8)^{-0,056}$$

$$C_L = 0,879$$

#### 4.4.7.2 Fator de dureza/acabamento

$$C_H = 1,0 + B(450 - HB_p)$$

$$B = 0,00075e^{-0,052 \cdot R_q}$$

$$C_H = 1,0 + 0,00075e^{-0,052 \cdot 6,7}(450 - 218,26)$$

$$C_H = 1,123$$

#### 4.4.7.3 Fator de temperatura

$$C_T = \frac{460 + T_F}{620}$$

$$T_F = \frac{T_C \cdot 9}{5} + 32$$

$$T_F = \frac{170,9}{5} + 32$$

$$T_F = 338$$

$$C_T = \frac{460 + 338}{620}$$

$$C_T = 1,287$$

#### 4.4.7.4 Fator de confiabilidade

Para fator de confiabilidade de 95% temos:

$$C_r = K_r = 0,658 - 0,0759 \ln(1 - R)$$

Sendo  $0,5 < R < 0,99$

$$K_r = 0,658 - 0,0759 \ln(1 - 0,95)$$

$$K_r = 0,885$$

#### 4.4.8 Aplicar os fatores de correção na tensão máxima para a vida de $10^8$ ciclos para encontrar a resistência necessária do material

Aplicando os fatores de correção obtém-se a tensão corrigida.

$$Sc_{10^8} = Sc_1 \cdot \frac{c_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R}$$

$$Sc_1 = \frac{Sc_{10^8}}{\frac{c_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R}}$$

$$Sc_1 = \frac{532,394MPa}{\frac{0,879 \cdot 1,123}{1,287 \cdot 0,885}}$$

$$Sc_1 = 614,308MPa$$

#### 4.4.9 Determinar a dureza para a nova tensão $Sc_1$

Em função da tensão corrigida encontra-se a nova dureza para esta condição.

$$Sc_1 = Sc_{10^8} = 2,76HB - 70MPa$$

$$HB = \frac{Sc_1 + 70}{2,76}$$

$$HB = \frac{614,308MPa + 70}{2,76}$$

$$HB = 247,94$$

#### 4.4.10 Determinar a vida $N_1$ em ciclos para a tensão corrigida $Sc_1$ com relação a tensão inicial

$$\beta = \frac{\log\left(\frac{Sc_1}{Sc_{10^8}}\right)}{\log\left(\frac{N_1}{N_2}\right)}$$

$$\log(N_1) = \frac{\log(Sc_1) - \log(Sc_{10^8})}{\beta} + \log(N_2)$$

$$\log(N_1) = \frac{\log(614,308) - \log(532,394)}{-0,056} + \log(10^8)$$

$$\log(N_1) = 6,89011204214$$

$$N_1 = 10^{6,89011204214}$$

$$N_1 = 7.764.474,04 \text{ Ciclos}$$

#### 4.4.11 Determinar o tempo de vida

$$N' = \frac{160 \text{ Ciclos}}{\text{Hora}} \cdot \frac{24 \text{ Horas}}{\text{Dias}} \cdot \frac{365 \text{ Dias}}{\text{Ano}}$$

$$N' = 1.401.600 \text{ Ciclos/Ano}$$

$$N' = \frac{N_1}{\text{Vida}}$$

$$\text{Vida} = \frac{7.764.474,04}{1.401.600}$$

$$\text{Vida} = 5,53 \text{ Anos}$$

Para as condições evidenciadas neste memorial de cálculo, no quadro 2 apresentam-se sugestões de material disponível no mercado para uma vida de  $10^8$  da pista de rolamento.

Quadro 2 – Material disponível no mercado

Aço	Condição Laminado	Limite de Escoamento (Mpa)	Dureza (HB)
SAE 4140	Normalizado	655	302
SAE 4150	Normalizado	740	321
SAE 6150	Normalizado	615	269

Fonte: GERDAU, 2003, p. 81

## CONCLUSÃO

Ao término deste estudo os objetivos específicos foram atingidos, onde, a partir da identificação da área de contato entre o rolo da corrente e pista de rolamento, determinou-se a pressão máxima na condição teórica ideal entre os corpos e em seguida, usando a pressão máxima foi possível determinar a dureza necessária da pista nesta condição para uma vida de  $10^8$  ciclos.

Contudo, na prática a condição ideal não é alcançada em função das variáveis externas, assim, aplicou-se a correção no valor de tensão obtido inicialmente para identificação da tensão possível no contato em função dos fatores de vida, dureza, confiabilidade e temperatura, estimou-se a vida da pista relacionando a tensão inicial e a tensão corrigida, e nesta condição o material resistirá a uma vida de 5,53 anos. Sendo este tempo um valor finito inferior a  $10^8$ , assim, adota-se o valor corrigido de tensão para ajustar a nova dureza para esta condição como parâmetros de material a ser adotado para uma vida infinita.

Deste modo dimensionou-se o componente pista de rolamento de uma corrente de rolos para transportador transversal de dupla corrente de um forno secador em função de dureza e resistência de material para uma nova condição de carga e operação considerando parâmetros dimensionais de projeto já existentes respondendo assim a pergunta do problema e cumprindo o objetivo geral do trabalho sendo possível afirmar que os valores encontrados após a correção são coerentes com valores de propriedade de materiais disponíveis e com aplicação prática viável atendendo as necessidades de vida da pista de rolamento para transportador transversal de dupla corrente de um forno secador.

Para trabalhos futuros sugere-se a análise computacional para o caso estudado, a construção de uma bancada de teste para a verificação prática dos resultados com a comparação de desempenho de materiais diferentes e um trabalho com foco na sugestão de metodologia para cálculo da características de material para pistas de rolamento.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BEER, F P. JOHNSTON, E. R. **Resistência dos materiais**. 3. ed. São Paulo: Makron Books, 1996.
- BUDYNAS, Richard G.; NISBET, J. Keith. **Elementos de máquinas de Shigley: projeto de engenharia mecânica**. 8. ed. Porto Alegre: AMGH, 2011.
- CALLISTER, William D. **Ciência e engenharia de materiais: uma introdução**. 5. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2002.
- CHIAVERINI, Vicente. **Tecnologia mecânica: estrutura e propriedades das ligas metálicas**. Volume I. 2. ed. São Paulo: McGraw-Hill, 1986.
- FERREIRA, Aurélio Buarque de Holanda. **Mini Aurélio: o dicionário da língua portuguesa**. 8. ed. Curitiba: Positivo, 2010.
- FURASTÉ, Pedro Augusto. **Normas técnicas para o trabalho científico: elaboração e formatação**. 14. ed. Porto Alegre: [s.n.], 2008.
- GERDAU. **Manual de aços: edição atualizada 2003**. Charqueadas: Gerdau, 2003. Disponível em:  
<[http://www.feis.unesp.br/Home/departamentos/engenhariamecnica/maprotec/catalogo\\_acos\\_gerdau.pdf](http://www.feis.unesp.br/Home/departamentos/engenhariamecnica/maprotec/catalogo_acos_gerdau.pdf)>. Acesso em: 19 out. 2016.
- HALLIDAY, David; RESNICK, Robert; WALKER, Jearl. **Fundamentos de física: gravitação, ondas e termodinâmica**. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2011. vol. 2.
- HIBBELER, Russel Charles. **Estática: mecânica para engenharia**. 12. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2011.
- JUVINALL, R C; MARSHEK, K. M. **Fundamento do projeto de componentes de máquina**. 4. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.
- LAKATOS, E. M.; MARCONI, M. A. **Fundamentos de metodologia científica**. São Paulo: Atlas, 2003.
- NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. Disponível em: <<https://drive.google.com/file/d/0B-Z0JNSOJI9IYm5nOEtmNWZDcWM/view>>. Acesso em: 19 out. 2016.
- ROSA, Edison da. **Análise de resistência mecânica: mecânica da fratura e fadiga**. Blumenau: UFSC, 2002. Disponível em: <<http://grante.ufsc.br/download/Fadiga/FADIGA-Livro-Edison-da-Rosa.pdf>>. Acesso em: 19 out. 2016.
- SANTOS, Francisco de Carvalho. **Análise do contato roda trilha e sua influência na vida em serviço de rodas ferroviárias**. Campinas: Universidade Estadual de Campinas, 2000. Dissertação de mestrado. Disponível em:  
<<http://www.bibliotecadigital.unicamp.br/document/?view=vtls000197452>>. Acesso em: 19 out. 2016.

SHACKELFORD, J. F. **Introdução à ciência dos materiais para engenheiros**. 6. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008. Disponível em: <<http://www.bibliotecadaengenharia.com/2015/08/ciencia-materiais-6edicao-james-pdf.html>>. Acesso em: 19 out. 2016.

SIT. **Simplex, duplex and triplex chains: special chains**. Milano: Sit, [s.d.]. Disponível em: <<http://www.sitspa.it/1161.pdf>>. Acesso em: 19 out. 2016.

SMITH NETO, Perrin. **Fundamentos para o projeto de componentes de máquinas**. Belo Horizonte: PUC, 2005. Disponível em: <[file:///D:/Documents/Downloads/docslide.com.br\\_fundamentos-para-o-projeto-de-componentes-de-maquinaspdf.pdf](file:///D:/Documents/Downloads/docslide.com.br_fundamentos-para-o-projeto-de-componentes-de-maquinaspdf.pdf)>. Acesso em 19 out. 2016.

STEMMER, Caspar Erich. **Projeto e construção de máquinas**: regras gerais de projeto, elementos de máquinas. 3. ed.. Porto Alegre: Globo, 1982.

VAN VLACK, Lawrence Hall. **Princípios de ciência e tecnologia dos materiais**. Rio de Janeiro: Elsevier, 1984.

YOUNG, Warren C.; BUDYNAS, Richard G. **Roark's formulas for stress and strain**. 7. ed. New York: McGraw-Hill, 2002. Disponível em: <[http://materiales.azc.uam.mx/gjl/Clases/MA10\\_I/Roark's%20formulas%20for%20stress%20and%20strain.pdf](http://materiales.azc.uam.mx/gjl/Clases/MA10_I/Roark's%20formulas%20for%20stress%20and%20strain.pdf)>. Acesso em: 19 out. 2016.