

UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAÍBA
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

LUANA MARIA GOMES MACÊDO BARBOSA

**SISTEMA COMPUTACIONAL DE OTIMIZAÇÃO PARA UM
MECANISMO DE FRENAGEM À TAMBOR DE SAPATAS
INTERNAS LONGAS E DE SAPATAS EXTERNAS CURTAS**

João Pessoa

2018

LUANA MARIA GOMES MACÊDO BARBOSA

**SISTEMA COMPUTACIONAL DE OTIMIZAÇÃO PARA UM
MECANISMO DE FRENAGEM À TAMBOR DE SAPATAS
INTERNAS LONGAS E DE SAPATAS EXTERNAS CURTAS**

Monografia apresentada ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba, como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheira Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José Carlos de Lima Júnior

João Pessoa

2018

LUANA MARIA GOMES MACÊDO BARBOSA

**SISTEMA COMPUTACIONAL DE OTIMIZAÇÃO PARA UM
MECANISMO DE FRENAGEM À TAMBOR DE SAPATAS
INTERNAS LONGAS E DE SAPATAS EXTERNAS CURTAS**

Trabalho de Conclusão de Curso (T.C.C), apresentado pela acadêmica LUANA MARIA GOMES MACÊDO BARBOSA, do Curso de Bacharelado em Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba – UFPB, tendo obtido o conceito _____, conforme a apreciação da Banca Examinadora:

Aprovado em: ____/____/____

Prof. Dr. José Carlos de Lima Júnior

Prof. Dr. João Bosco de Aquino Silva

Eng. Amanda Daiana Barboza da Silva

AGRADECIMENTOS

Acima de tudo e de todos, agradeço à Deus que está sempre comigo, nos momentos mais difíceis e nos mais alegres, sempre me dando tudo o que eu preciso.

Ao meu marido e companheiro de curso Arthur Lisbôa Formiga, que foi muito mais que essencial na minha formação.

Á minha Mãe e meu Pai que sempre acreditaram em mim e nos meus sonhos, me proporcionando mais do que podiam para eu conseguir conquistá-los.

Aos professores que realmente fizeram a diferença na minha graduação, em especial ao meu orientador que sempre muito divertido fez com que esse trabalho fosse mais leve.

RESUMO

Os processos de dimensionamento e otimização de sistemas mecânicos são etapas cruciais e extensas do projeto, sendo, portanto, bastante suscetíveis a erros. Visando a celeridade do projeto e a diminuição da ocorrência desses ditos erros, este trabalho irá detalhar o desenvolvimento de um sistema computacional desenvolvido em VBA aplicada no Excel, que tem por objetivo a otimização de alguns parâmetros de sistemas de freio a tambor, tais como a largura da sapata e a distância entre o pino de articulação e a linha de ação da força. Dentre as diversas possíveis configurações que os sistemas de freios a tambor podem assumir, serão alcançados pelo sistema desenvolvido dois casos específicos; um de sapatas internas longas e o outro de sapatas externas curtas, ambos com configurações pré-estabelecidas. Para o primeiro sistema será otimizada a variável “largura da sapata”, já para o segundo será otimizada a “distância entre o pino de articulação e a linha de ação da força”. O código desenvolvido será aplicado a problemas adaptados extraídos de bibliografias comuns com o intuito de exemplificar o funcionamento do programa e validar o sucesso desse trabalho.

Palavras-chave: Sistemas de freio, sapatas, VBA, *Excel*, otimização, tambor.

ABSTRACT

The process of dimensioning and optimization of mechanical systems are crucial and extensive design's steps, therefore, are quite susceptible to mistakes. Aiming at design celerity and decreasing the occurrence of said mistakes, this work will detail the development of an automated Excel worksheet, using the code language VBA, which has as objective the optimization of some drum brake system's parameters. Among the several possible setups that a drum brake system can assume, two specific cases will be reached by the developed program; one for long inner shoe brakes and other for short outer shoe brakes, both with pre-established setups. For the first system, the variable which will be optimized is the "shoe brake width", for the second one, will be the "distance between the articulation point and the force's action line". The developed code will be applied to adapted problems extracted from common bibliographies in order to exemplify the functioning of the program and validate the success of this work.

Keywords: Brake systems, shoe brake, VBA, *Excel*, optimization, drum brakes.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Classificação de sistemas de freios e embreagens.	11
Figura 2. Componentes de sistema de freio à disco.	12
Figura 3. Pinça e disco de freio.	13
Figura 4. Componentes do sistema de freio a tambor.	14
Figura 5. Freio a tambor sapata externa.	15
Figura 6. Freio a tambor sapata interna.	15
Figura 7. Freio a tambor de sapata externa curta.	16
Figura 8. Freio a tambor de sapata externa longa.	16
Figura 9. Freio de sapata externa curta.	17
Figura 10. Diagrama de corpo livre da sapata e da alavanca de acionamento.	18
Figura 11. Freio de sapata interna longa.	20
Figura 12. Forças normal e de atrito atuantes nas sapatas de freio para exemplificação de condição de autoenergização.	21
Figura 13. Diagrama de corpo livre de freio de sapatas internas longas.	22
Figura 14. Característica de matérias de fricção para freios.	24
Figura 15. Imagem inicial do programa para seleção do sistema a ser otimizado.	28
Figura 16. Confirmação da escolha	28
Figura 17. Alimentação do programa com dados essenciais.	29
Figura 18. Tabela construída com base na Figura 14, utilizada para criar o ranking.	31
Figura 19. Planilha com os resultados finais.	32
Figura 20. Confirmação da variável de otimização e seleção do sentido de rotação do tambor de um freio de sapata externa curta.	33
Figura 21. Coleta de dados geométricos do sistema de freio de sapatas externas curtas.	34
Figura 22. Relatório final da otimização do sistema de sapata curta externa.	35
Figura 23. Fluxograma resumido do código de execução do sistema computacional.	36
Figura 24. Cálculo da largura de sapata para cada material.	37
Figura 25. <i>Ranking</i> de larguras de sapata otimizadas pelo código ao permitir a variação da força de acionamento.	38
Figura 26. Resultado da final da otimização do problema de otimização para o sistema de sapatas longas.	39
Figura 27. Configuração do mecanismo de freio utilizado para validação da otimização do sistema de sapatas curtas.	40

Figura 28. <i>Ranking</i> gerado, em polegadas, mostrando os valores da dimensão “a” para cada tipo de material.	41
Figura 29. Resultado final da otimização do problema de validação do sistema de sapatas curtas.....	41

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	9
1.1. Objetivos	10
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	11
2.1. Tipos de Sistemas de Freio por Atrito.....	12
2.1.1. Freio à Disco	12
2.1.2. Freio à Tambor.....	13
2.1.3. Modelamento Matemático de Sistemas de Freio à Tambor.....	16
2.1.3.1. Freios de Sapatas Externas Curtas	17
2.1.4. Freios de Sapatas Internas Longas	20
2.2. Materiais de Fricção.....	23
3. METODOLOGIA	26
3.1. Otimização de Sistemas de Freio de Sapatas Internas Longas	26
3.2. Otimização de Sistemas de Freio de Sapatas Externas Curtas.....	32
4. VALIDAÇÃO DO SISTEMA COMPUTACIONAL	37
4.1. Validação do sistema de sapatas internas longas	37
4.1.1. Resolução analítica do problema (sem otimização).....	37
4.1.2. Execução da otimização.....	38
4.2. Validação do sistema de sapatas externas curtas	39
4.2.1. Resolução analítica do problema (sem otimização).....	40
4.2.2. Execução da otimização.....	40
5. CONCLUSÃO	42
6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	43

1. INTRODUÇÃO

Freios são mecanismos que transformam energia cinética em calor, e sua finalidade é impedir o movimento ou reduzir a velocidade de um objeto que se desloque. Segundo Shigley (2016), esses sistemas fazem parte de um grupo de elementos cuja função é armazenagem e/ou transferência de energia de rotação, razão pela qual é tratado pelas bibliografias conjuntamente com os sistemas de embreagens, acoplamentos e volantes.

Acontecimentos como a Revolução Industrial e a criação dos primeiros trens e automóveis formaram a base para o desenvolvimento dos diversos mecanismos de frenagem que existem na atualidade, dentre os quais se destacam os freios a tambor, os freios a disco, freios de cinta e os freios cônicos. Apesar de serem comumente associados ao uso automotivo, os freios são largamente utilizados em equipamentos industriais e domésticos, como elevadores, guinchos, moinhos, máquinas de lavar e cortadores de grama.

Sabe-se que tudo em nosso mundo atual sofre mudanças constantes com o objetivo de evoluir, de maneira que o que antes era feito de maneira precária, hoje é desenvolvido com mais planejamento, cuidado e etapas. O projeto de um sistema de freios a tambor não é diferente, nele estão envolvidas várias etapas como, por exemplo:

- Identificação de uma necessidade e definição do problema;
- Coleta de informação;
- Concepção de solução;
- Dimensionamento e otimização;
- Avaliação do projeto.

A etapa de dimensionamento e otimização em projetos de engenharia consiste na busca da solução ótima de um problema com base nas condições e restrições às quais o projeto estará submetido (Sacoman, 1998). Nesse contexto, a ausência dessa etapa pode vir a ocasionar, por exemplo, um aumento desnecessário de custo, peso ou a redução da vida útil dos equipamentos. Devido a essa problemática, esse trabalho irá atuar nessa fase de projeto buscando construir uma ferramenta que acelere, simplifique e garanta o sucesso do dimensionamento de um sistema de freio, encontrando a solução ótima para condições e objetivos pré-estabelecidos pelo usuário. Dentre os diversos tipos de sistemas de freio existentes, foi escolhido como objeto de estudo dessa obra o sistema de freio a tambor, cuja aplicabilidade encontra-se mais concentrada no setor automotivo.

A ferramenta descrita será construída em ambiente *Office* usando o *software Microsoft Excel*, usando a linguagem de programação própria do desenvolvedor, a saber, *Visual Basic*

Application (VBA), e se limitará a otimizar sistemas que usam sapatas externas curtas ou sapatas internas longas.

1.1. Objetivos

Esse trabalho tem como objetivo desenvolver um sistema computacional de fácil operabilidade, capaz de otimizar; a largura da sapata de um mecanismo de frenagem de sapatas internas longas, e a distância entre o pino de articulação e a linha de ação da força de um mecanismo de frenagem de sapatas externas curtas.

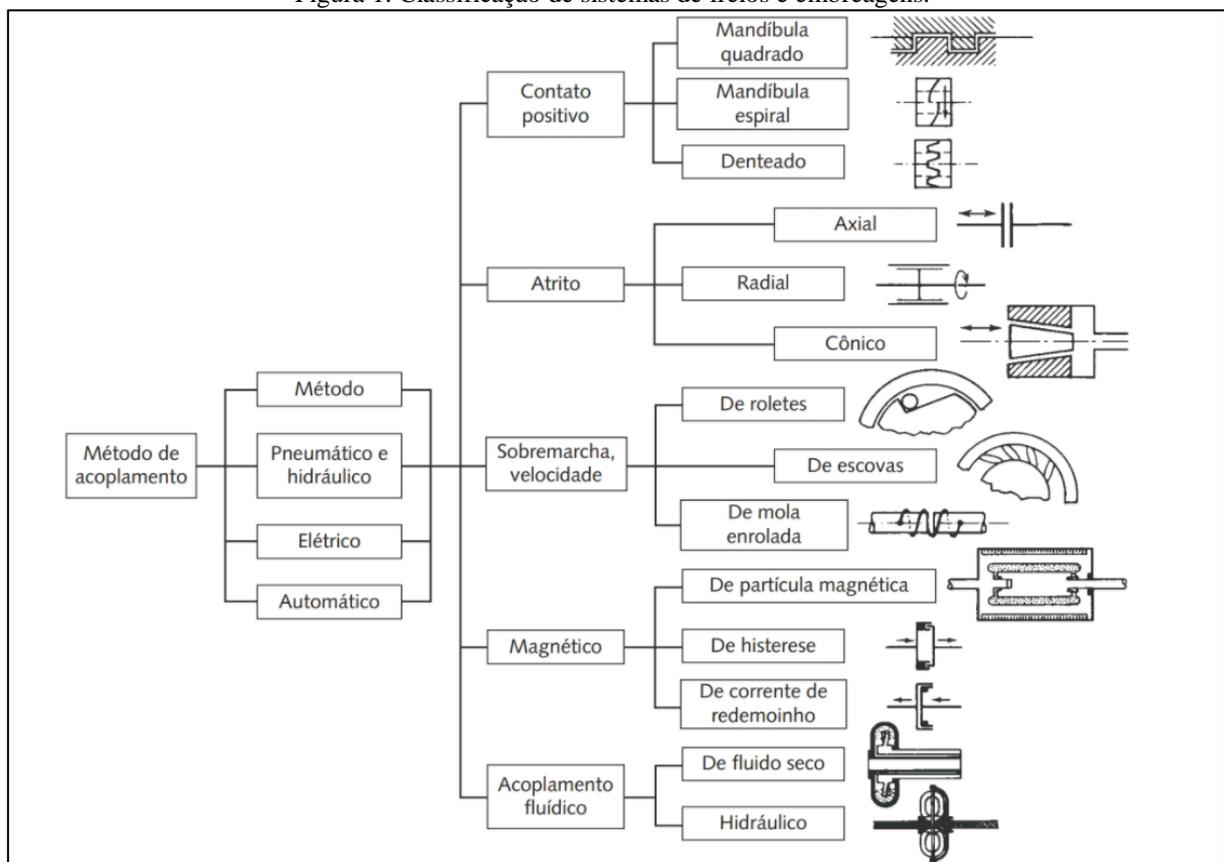
A seção 2 desse trabalho será encarregada de apresentar ao leitor toda a fundamentação teórica necessária a compreensão do tópico sobre o qual o sistema computacional foi desenvolvido. Já na seção 3, será detalhada a metodologia, a execução e a lógica utilizada no desenvolvimento do sistema, enquanto que na seção 4, será realizada a validação do sistema sendo utilizada uma abordagem mais prática e exemplificativa daquilo que foi discutido durante toda a pesquisa.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Na busca pela definição de um sistema de freios, a maioria dos autores, como Shigley (2016) e Norton (2013) adotam o entendimento de que esse sistema é conceitualmente idêntico ao sistema de embreagem, sendo a diferença principal decorrente do fato de que nas embreagens se acoplam dois componentes rotativos com velocidades distintas de modo que os mesmos atinjam a mesma velocidade angular, enquanto em um sistema de frenagem um componente é rotativo e o outro tem velocidade nula, de modo que o resultado do acoplamento seja a progressiva redução da velocidade do elemento rotativo.

Segundo Norton (2013), os sistemas de freios e embreagens podem ser classificados quanto a forma de atuação, o caráter do acoplamento e quanto ao modo de transferência de energia, como mostra a Figura 1.

Figura 1. Classificação de sistemas de freios e embreagens.



Fonte: Norton (2013)

O funcionamento básico de um sistema de freios é regido pela lei da conservação da energia, a qual garante que a quantidade total de energia em um determinado sistema permaneça constante, de modo que os freios são projetados visando a conversão da energia

cinética de rotação em outra forma de energia, diminuindo ou reduzindo a zero a velocidade de um objeto móvel.

Esse processo de conversão de energia pode ocorrer de diversas maneiras, sendo mais largamente aplicada aquela que se utiliza do mecanismo físico de atrito. Nesse caso, o projeto buscará maximizar o coeficiente de atrito entre as superfícies, bem como reduzir o desgaste dos componentes envolvidos. Os principais tipos de sistemas de freios por atrito serão detalhados nas seções que se seguem.

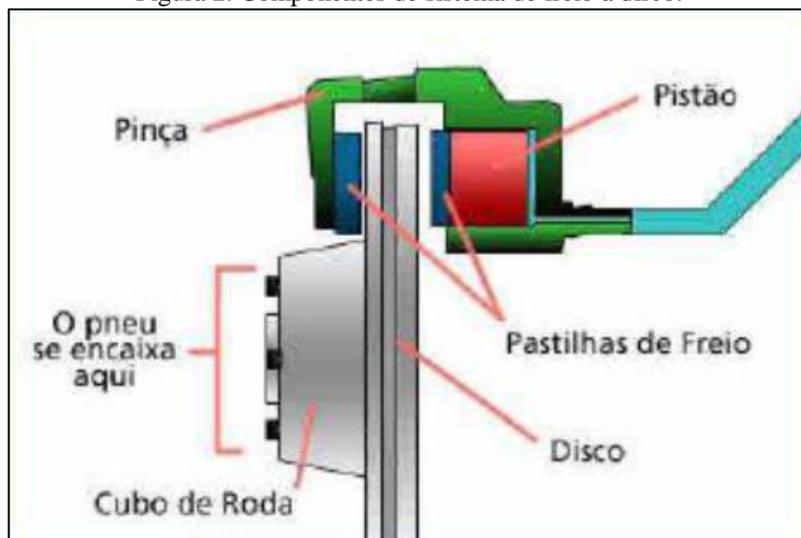
2.1. Tipos de Sistemas de Freio por Atrito

Os sistemas de freios por atrito mais comuns são os freios à tambor e à disco.

2.1.1. Freio à Disco

Clark (1995) e Harper (1998) acreditam que o primeiro sistema de frenagem a disco tenha sido desenvolvido pelo engenheiro Frederick William Lanchester, que registrou sua patente em 1902. Os principais componentes desse sistema são o cilindro, a pinça (contendo as pastilhas de freio) e o disco de freio, como mostrado na Figura 2.

Figura 2. Componentes de sistema de freio à disco.



Fonte: Rocha (2012)

O funcionamento do sistema se dá através da aplicação de pressão sobre um fluido de freio que acionará um pistão, localizado dentro do cilindro, pressionando assim as pastilhas de freio contra o disco e criando um torque de frenagem.

Limpert (1999), afirma que a principal vantagem de utilização dos freios à disco consiste na sua baixa degradação e excelente desempenho a altas temperaturas, as quais podem chegar, dependendo da frequência de acionamento, a 900°C. É devido a essa altíssima

carga térmica, que apenas parte da área do disco é usada como superfície de atrito a cada instante, enquanto a área restante é resfriada naturalmente a cada rotação, ou seja, em um sistema de freios à disco a pastilha de freio acompanhará apenas um certo arco da circunferência do disco, como pode ser visualizado na Figura 3.

Figura 3. Pinça e disco de freio.



Fonte: <http://bestcars.uol.com.br>

Essa capacidade de dissipar o calor gerado nas frenagens é de extrema importância devida principalmente a dois fatores:

- Garante que a temperatura do fluido de freio não chegue ao ponto de ebulição, o que ocasionaria uma grande perda de eficiência devido à dificuldade de compressão de um vapor.
- Garante que a temperatura das pastilhas de freio não ultrapassará o valor crítico para o qual sofrem uma redução considerável no seu coeficiente de atrito.

2.1.2. Freio à Tambor

Freios a tambor são sistemas de frenagem mais antigos e foram largamente utilizados na indústria automotiva durante muitos anos. Suas principais vantagens são o baixo custo de fabricação, facilidade de fabricação, baixo custo de manutenção e uma elevada capacidade de frenagem. Essa última característica decorre diretamente da estrutura desse sistema, pois nos freios a tambor a área de contato entre o material de atrito e a estrutura rotativa é consideravelmente maior do que nos sistemas de freio a disco. Porém, essa característica

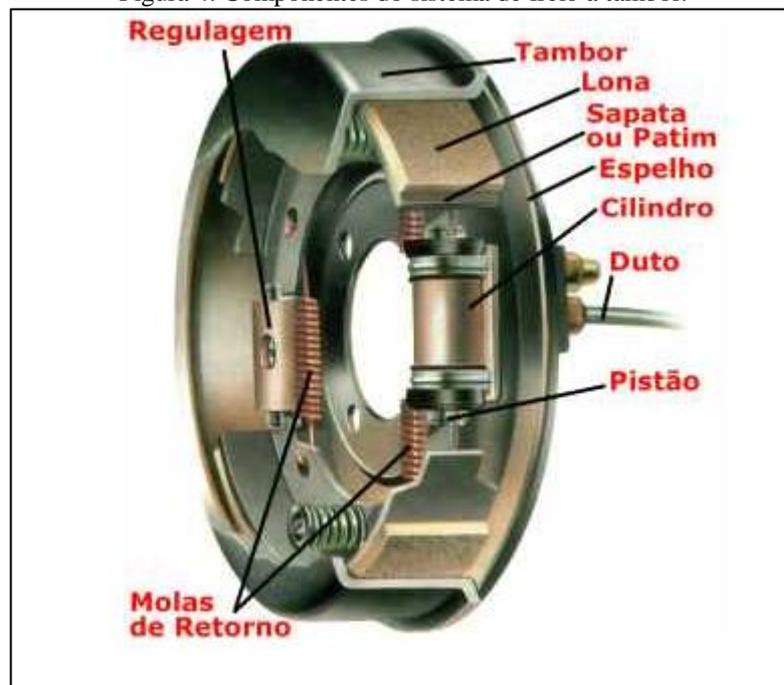
implica em uma desvantagem que é a dificuldade de dissipação de calor, o que vem fazendo com que esse sistema seja mais aplicado nos eixos traseiros de veículos automotivos, visto que estes são responsáveis por apenas 20-40% da dissipação da energia de frenagem.

Seu princípio básico de funcionamento consiste em forçar o material de atrito, conhecido por lona, contra uma superfície cilíndrica, o tambor. De acordo com Norton (2013, p. 997):

Freios (ou embreagens) de tambor forçam o material de atrito sobre a circunferência de um cilindro, seja externamente, internamente ou em ambas as faces. Esses dispositivos são mais frequentemente utilizados como freios do que como embreagens. A parte à qual o material de atrito é rebitado ou colado com adesivo é chamada de sapata de freio, e a parte contra a qual atrita, tambor de freio. A sapata é forçada contra o tambor para criar um torque de atrito.

Da mesma forma como nos freios à disco, o processo de frenagem se inicia com aplicação de pressão hidráulica sobre o cilindro mestre, que através de seu pistão pressionará as sapatas, juntamente com a lona, contra o tambor, criando assim o torque de frenagem. Os componentes desse sistema de freios podem ser vistos na Figura 4.

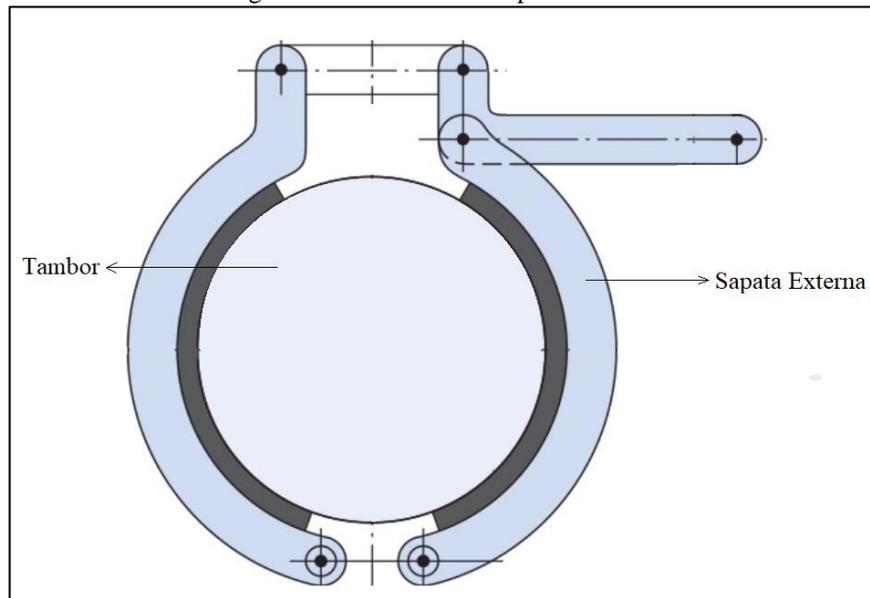
Figura 4. Componentes do sistema de freio a tambor.



Fonte: <http://www.carrosinfoco.com.br/carros/2012/07/como-funciona-o-freio-a-tambor/>

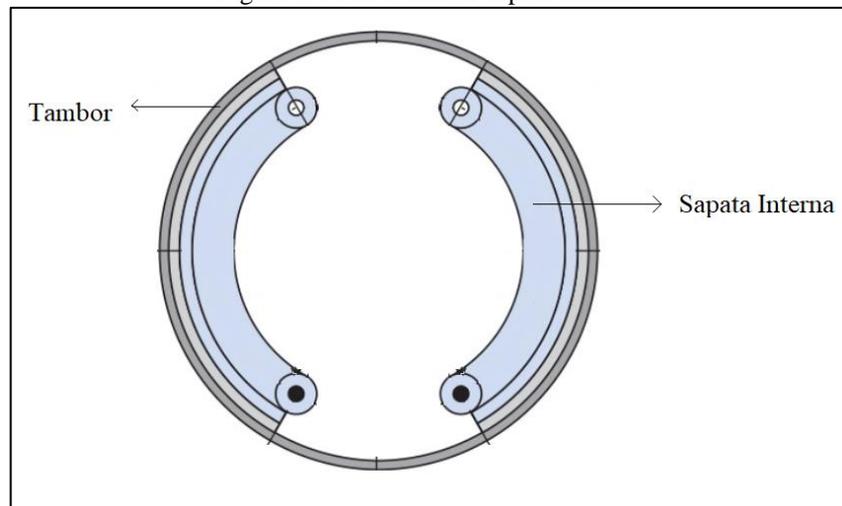
As sapatas podem se localizar externamente ou internamente ao tambor como mostram, respectivamente, as Figuras 5 e 6.

Figura 5. Freio a tambor sapata externa.



Fonte: Shigley Adaptada.

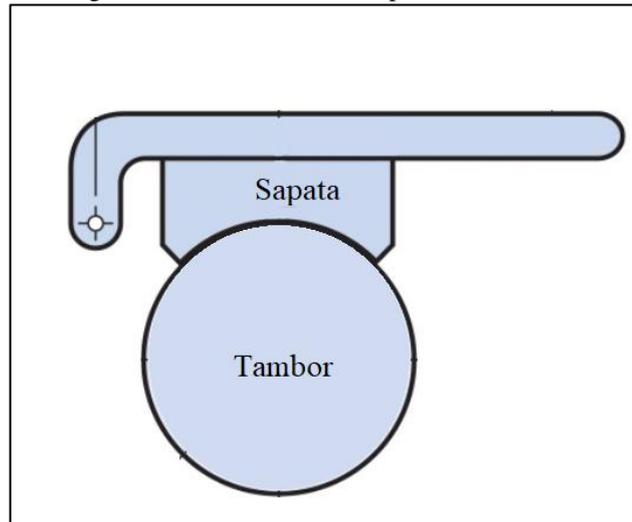
Figura 6. Freio a tambor sapata interna.



Fonte: Shigley Adaptada.

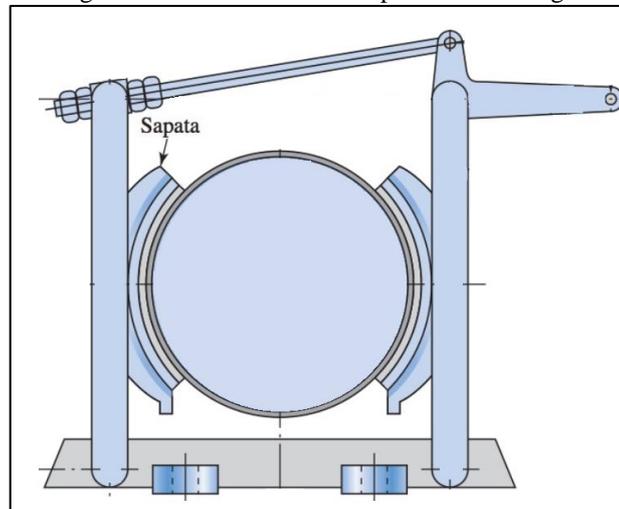
Além disso, esses sistemas de freios podem ser classificados em freios de sapata longa e freios de sapata curta. A sapata será curta, Figura 7, quando a lona de freio entra em contato com apenas um pequeno arco da circunferência do tambor, caso contrário, será sapata longa Figura 8.

Figura 7. Freio a tambor de sapata externa curta.



Fonte: Shigley Adaptada.

Figura 8. Freio a tambor de sapata externa longa.



Fonte: Shigley Adaptada.

Segundo Shigley (2016), o fato da sapata ser externa ou interna é irrelevante para fins de projeto, visto que não haverá modificação na construção do modelo matemático. Todavia, a classificação do sistema em sapata curta ou longa irá implicar em diferentes modelamentos, como será visto nas seções a seguir.

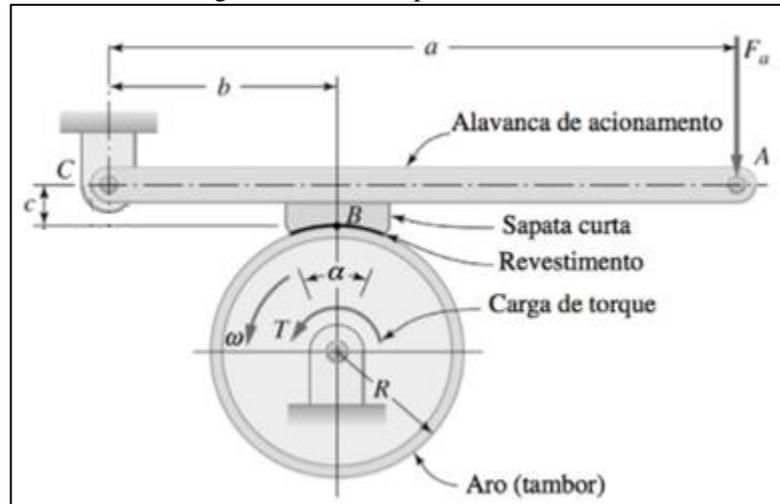
2.1.3. Modelamento Matemático de Sistemas de Freio à Tambor

Devido à grande variedade de configurações que podem ser assumidas pelos sistemas de freios, esse trabalho se restringirá a fazer análise de dois casos específicos, sendo um de sapatas externas curtas e outro de sapatas internas longas. Para os dois casos serão equacionadas algumas variáveis interessantes ao projeto, como a força de acionamento, o torque e a variação de temperatura nas sapatas de freio.

2.1.3.1. Freios de Sapatas Externas Curtas

Os freios de sapata curta são assim classificados por apresentarem o ângulo do arco de contato entre o material de atrito e o tambor menor ou igual a 45° . Nesse trabalho tem-se como objetivo estudar o modelo de freio de sapata externa curta com a configuração apresentada na Figura 9.

Figura 9. Freio de sapata externa curta.

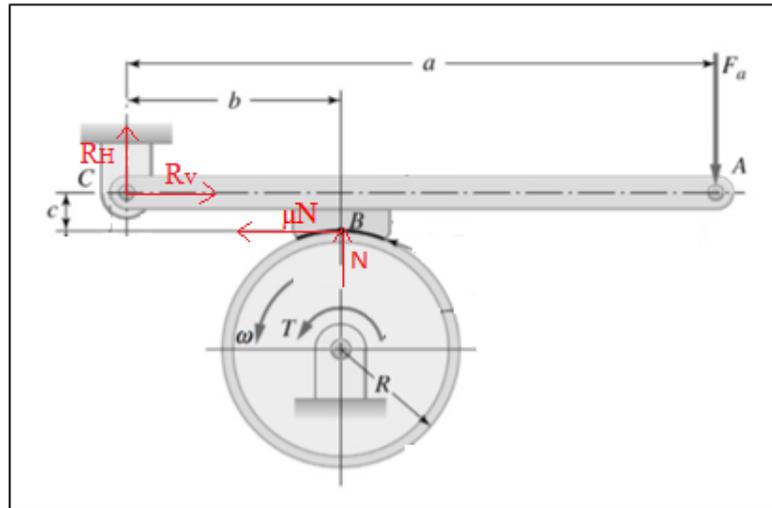


Fonte: Collins Adaptada.

Segundo Collins (2017), na prática são geralmente utilizadas duas sapatas diametralmente opostas, diferentemente do que é visto na Figura 9, porém, os conceitos básicos de projeto podem ser observados com maior facilidade considerando apenas um freio de bloco curto.

No sistema mostrado na Figura 9, ao invés do comum acionamento através de pressão hidráulica, é mostrado um acionamento puramente mecânico, onde a frenagem irá se iniciar devido a aplicação de uma força de acionamento (F_a) na extremidade direita da alavanca de acionamento. Para o cálculo dessa força, considera-se que a sapata é rígida e curta, logo, a distribuição da pressão será uniforme e a pressão ao longo de toda a sapata será igual a pressão máxima ($P = P_{\text{máx}}$). Além disso, para fins de simplificação, será suposto que as forças resistivas atuantes na sapata estarão concentradas no ponto B da Figura 9. A Figura 10 mostra um diagrama de corpo livre da sapata e da alavanca.

Figura 10. Diagrama de corpo livre da sapata e da alavanca de acionamento.



Fonte: Collins (2017) - Adaptada

A formulação matemática da força de acionamento é obtida através do somatório dos momentos no ponto C da Figura 10;

$$N * b - \mu * N * c - a * F_a = 0 \quad (1)$$

Onde;

- N ; é a força de reação normal resultante da aplicação da força de acionamento.
- b ; é a distância perpendicular do pino de articulação ao centro do tambor.
- μ ; é o coeficiente de atrito do material da lona.
- c ; é a distância perpendicular do pino de articulação ao ponto de concentração das forças atuantes sobre a sapata.
- a ; é a distância perpendicular do pino de articulação ao ponto de aplicação da força de acionamento.

A força de acionamento pode ser obtida a partir da Equação (1), e equivalerá a;

$$F_a = \frac{N(b - \mu C)}{a} \quad (2)$$

Para esse mesmo modelo, invertendo apenas o sentido de rotação do tambor tem-se que;

$$F_a = \frac{N(b + \mu C)}{a} \quad (3)$$

O equacionamento da força normal que é componente das Equações (2) e (3) é obtido através da pressão na área de superfície de sapata, de onde se tem;

$$N = A * P_{\text{máx}} \quad (4)$$

Onde;

- A ; é a área superficial de contato entre a sapata (ou lona) e o tambor.
- $P_{\text{máx}}$; é a pressão de contato entre a sapata (ou lona) e o tambor.

Já o torque de frenagem gerado pelo sistema em análise é calculado com base na força de atrito e seu equacionamento corresponderá a;

$$T = \mu * N * R \quad (5)$$

Alternativamente, o torque poderia ser calculado através do momento efetivo polar (J_e) e da desaceleração angular (α) do sistema a partir da equação que se segue;

$$T = J_e * \alpha \quad (6)$$

As Equações (7) e (8) mostram como essas duas variáveis são determinadas.

$$J_e = W \frac{k_e^2}{g} \quad (7)$$

$$\alpha = \frac{w_f - w_i}{t_{\text{frenagem}}} \quad (8)$$

Onde;

- W ; é o peso do tambor, ou massa rotativa, em lbf..
- g ; é o valor da aceleração da gravidade ($386 \text{ in}/s^2$).
- k_e ; é o raio de giração e equivale para discos a; $R_{\text{tambor}}/\sqrt{2}$.
- w_f ; é a velocidade angular final do tambor após a frenagem, em rad/s.
- w_i ; é a velocidade angular inicial do tambor, em rad/s.
- t_{frenagem} ; é o tempo de duração da frenagem em segundos.

Além do conhecimento do torque de frenagem e da força de acionamento do sistema, outra importante variável para o dimensionamento e projeto de um sistema de freios é a variação de temperatura na sapata decorrente da frenagem. A fórmula para determinação desse aumento de temperatura para o caso de acionamentos pouco frequentes e de curta duração é mostrada na Equação (9).

$$\Delta T = \frac{H_f}{c_{\text{esp}} * W_{\text{freio}}} = \frac{\left(\frac{J_e * w_i^2}{2 * J_{\theta}} \right)}{c_{\text{esp}} * W_{\text{freio}}} \quad (9)$$

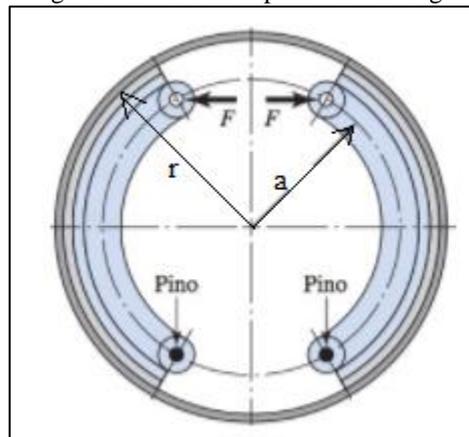
Onde;

- H_f ; corresponde a energia dissipada durante a frenagem.
- $c_{esp.}$; é o calor específico do material da sapata de freio, como estas são geralmente fabricadas em aço ou ferro fundido, tem-se que $c_{esp.} = 0,12 \text{ Btu/lbf} * ^\circ F$.
- W_{freio} ; corresponde a porcentagem do peso da massa de freio que absorve calor durante a frenagem.
- J_θ ; é o equivalente mecânico, responsável pela conversão de unidades, tem valor de $9336 \text{ in} * \text{lbf} / \text{Btu}$.

2.1.4. Freios de Sapatas Internas Longas

Os freios de sapata longa são aqueles que apresentam o ângulo do arco de contato entre o material de atrito e o tambor maior do que 45° . Esse trabalho irá analisar o modelo de freio de sapata interna longa com a configuração apresentada na Figura 11.

Figura 11. Freio de sapata interna longa.



Fonte: Shigley (2016) - Adaptada.

De acordo com Shigley (2016), para sistemas de freio de sapatas internas longas o cálculo da força de acionamento é definida pela Equação (10).

$$F_a = \frac{M_n \pm M_f}{c} \quad (10)$$

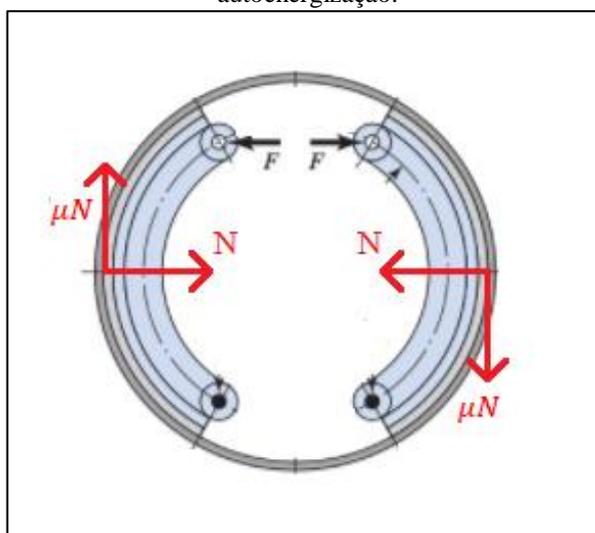
Onde;

- M_f ; representa o momento gerado sobre o pino de articulação pela força de atrito.
- M_n ; representa o momento gerado sobre o pino de articulação pela força normal.

- c ; é a distância perpendicular do pino de articulação à linha de ação da força de acionamento.

A utilização do sinal positivo ou negativo na Equação (10) dependerá do fato da sapata para a qual se está calculando a força de acionamento ser autoenergizante ou autodesenergizante, no primeiro caso (sapata autoenergizante) o sinal da equação deverá ser negativo, no segundo caso o sinal será positivo. A autoenergização é uma condição que indica que o momento criado pela força de atrito (M_f) apresenta o mesmo sentido do momento criado pela aplicação da força de acionamento. Para maior entendimento, a Figura 12 foi adaptada para mostrar as forças de atrito e normal atuantes sobre as sapatas, supondo uma rotação horária do tambor, e exemplificar a característica de autoenergização.

Figura 12. Forças normal e de atrito atuantes nas sapatas de freio para exemplificação de condição de autoenergização.

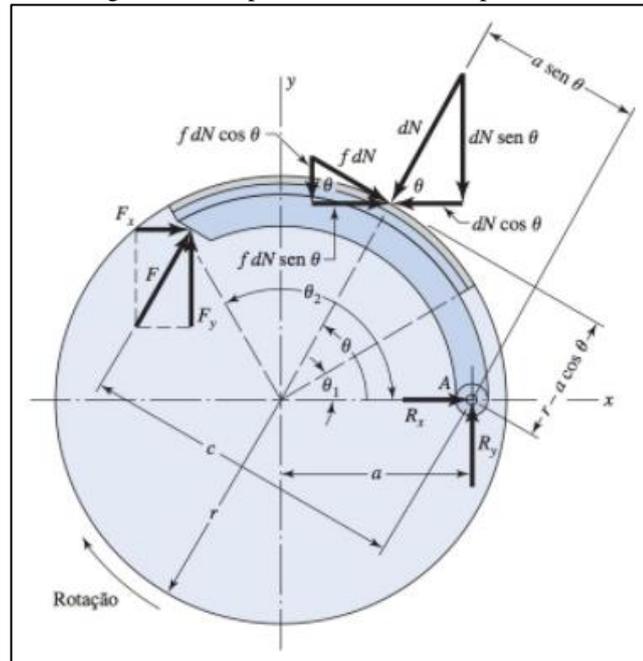


Fonte: Shigley (2016) - Adaptada

O momento gerado pela força de atrito (μN) sobre o pino de articulação na sapata da direita apresenta sentido horário, e logo, por apresentar o mesmo sentido do momento gerado pela força de acionamento atuante sobre essa sapata, ela será autoenergizante. Por outro lado, o momento gerado pela força de atrito sobre o pino na sapata da esquerda apresenta sentido horário, enquanto o momento gerado pela força de acionamento dessa mesma sapata gera um momento de sentido anti-horário, como existe essa oposição de sentidos nesses momentos a sapata será autodesenergizante.

O equacionamento dos momentos da força de atrito e da força normal pode ser obtido a partir da análise da Figura 13, que apresenta um sistema de freio com apenas uma sapata para simplificação.

Figura 13. Diagrama de corpo livre de freio de sapatas internas longas.



Fonte: Shigley (2016)

Como mostrado acima a força de atrito ($f dN$) tem braço de momento ao redor do pino de articulação equivalente a $[r - a * \cos(\theta)]$, logo o momento da força de atrito é dada por:

$$M_f = \frac{f * p_a * b * r}{\text{sen}(\theta_a)} \left[(-r * \cos \theta)_{\theta_1}^{\theta_2} - a \left(\frac{1}{2} \text{sen}^2 \theta \right)_{\theta_1}^{\theta_2} \right] \quad (11)$$

Onde;

- p_a ; é a pressão máxima na sapata que se está analisando;
- b ; é a largura da sapata;
- r ; é o raio do tambor ou disco;
- a ; é a distância entre o pino de articulação e o centro do disco;
- f ; é o coeficiente de atrito do material da lona;
- θ_1 ; é a distância angular do pino até o início do material de atrito.
- θ_2 ; é a distância angular do pino até o fim do material de atrito.
- θ_a ; representa o ângulo de localização da pressão máxima, que é definido através das Equações (12) e (13).

$$\theta_a = \theta_2; \text{ se } \theta_2 \leq 90 \quad (12)$$

$$\theta_a = 90; \text{ se } \theta_2 \geq 90 \quad (13)$$

Já a força normal (dN) da Figura 13 tem braço de alavanca em torno do pino de articulação equivalente a $[a * \text{sen}(\theta)]$, logo o momento resultante dessa força seguirá a Equação (14).

$$M_n = \frac{p_a * b * r * a}{\text{sen}(\theta_a)} \left(\frac{\theta\pi}{360} - 0,25 * \text{sen}(2\theta) \right)_{\theta_1}^{\theta_2} \quad (14)$$

A Equação (14) finaliza os componentes necessários para o cálculo da força de acionamento e pode ser usada para todas as sapatas do sistema, bastando para tal usar a pressão operacional máxima (p_a) da sapata que se deseja analisar.

É importante destacar que o cálculo da variação da temperatura nos sistemas de freio é realizado da mesma maneira para sistemas de sapatas curtas ou longas, logo a Equação (9) irá também ser válida para o sistema de freio em análise.

Já o equacionamento do torque de frenagem, embora possa ser também calculado pela Equação 6, apresenta algumas diferenças com relação ao sistema de sapatas curtas e será obtido pela Equação (15):

$$T_i = \frac{f * p_{a_i} * b * r^2}{\text{sen}(\theta_a)} [\cos\theta_1 - \cos\theta_2] \quad (15)$$

O subscrito “ i ” foi utilizado na Eq. (15) para indicar que o torque calculado é para cada sapata individualmente, logo se deve buscar determinar a pressão máxima operacional para cada uma e em seguida definir seu torque. Dessa forma, o torque total do sistema de freio que está sendo analisado (com duas sapatas), será:

$$T_{total} = T_1 + T_2 \quad (16)$$

Onde T_1 e T_2 representam os torques associados a cada sapata individualmente.

2.2. Materiais de Fricção

A análise térmica em um projeto de sistema de freios é tão importante quanto a análise dos esforços mecânicos aos quais o freio estará submetido, isso decorre do fato de que as altas temperaturas atingidas por esses sistemas limitam o tipo de material de atrito a ser utilizado na lona.

De acordo com Limpert (1999), existem duas categorias básicas de materiais nas quais as lonas de freios podem ser confeccionadas; os que utilizam asbestos e os que não utilizam. A Figura 14 apresenta diversos materiais, de ambas as categorias, comumente utilizados em freios e embreagens, e suas características.

Figura 14. Característica de matérias de fricção para freios.

Material	Coefficiente de atrito f	Pressão máxima P_{max} , MPa	Temperatura máxima Instantânea, °C	Temperatura máxima Contínua, °C	Velocidade máxima V_{max} , m/s	Aplicações
Cermeto	0,32	1,0	815	400		Freios e embreagens
Metal sinterizado (seco)	0,29–0,33	2,1–2,8	500–550	300–350	18	Embreagens e freios de disco de pinça
Metal sinterizado (úmido)	0,06–0,08	3,4	500	300	18	Embreagens
Asbesto rígido moldado (seco)	0,35–0,41	0,7	350–400	180	18	Freios de tambor e embreagens
Asbesto rígido moldado (úmido)	0,06	2,1	350	180	18	Embreagens industriais
Pastilhas de asbesto rígido moldado	0,31–0,49	5,2	500–750	230–350	24	Freios de disco
Não asbesto rígido moldado	0,33–0,63	0,7–1,0		260–400	24–38	Embreagens e freios
Asbesto semirrígido moldado	0,37–0,41	0,7	350	150	18	Embreagens e freios
Asbesto flexível moldado	0,39–0,45	0,7	350–400	150–180	18	Embreagens e freios
Fio tecido (lona) de asbestos e arame	0,38	0,7	350	150	18	Embreagens veiculares
Algodão de asbestos e arame	0,38	0,7	260	130	18	Embreagens industriais e freios
Algodão trançado	0,47	0,7	110	75	18	Embreagens industriais e freios
Papel resiliente (úmido)	0,09–0,15	2,8	150		$PV < 18$ MPa m/s	Embreagens e bandas (ou cintas) de transmissão

Fonte: Shigley (2016)

Segundo Shigley (2016), os materiais utilizados em lonas e pastilhas devem apresentar determinadas características como;

- Flexibilidade;
- Boa resiliência;

- Alta resistência a desgaste, marcas e escoriação;
- Compatibilidade com o meio ambiente;
- Resistência a altas temperaturas;
- Boa condutividade térmica;
- Boa difusividade;
- Alta capacidade de calor específico;
- Coeficiente de fricção alto e reproduzível;
- Não se afetar devido a condições ambientais.

Durante a etapa da seleção do material de atrito, é aconselhável consultar catálogos, manuais ou até mesmo os próprios fabricantes para obter mais informações sobre os materiais, os tamanhos padronizados disponíveis e uma recomendação dos materiais mais indicados para cada situação.

3. METODOLOGIA

Com base na análise teórica e matemática exposta nas secções 1 e 2 desse trabalho, percebe-se a grande complexidade de projeto dos sistemas de freios, o qual depende de diversas variáveis, desde o material a ser utilizado na lona até a força de acionamento a ser exercida sobre o sistema. Diversas ferramentas da atualidade buscam simplificar, automatizar e assegurar a exatidão de cálculos extensos, porém nem todas apontam a melhor solução possível de tal problema, ao invés disso, apresentam apenas uma das inúmeras possibilidades aplicáveis a cada situação. Ao processo de seleção e aplicação da solução ótima de um problema dá-se o nome de otimização.

No processo de otimização é fundamental a determinação de um ou mais parâmetros como sendo as variáveis objetivo, seus valores poderão ser maximizados, minimizados ou levados à algum valor específico, a depender da necessidade do projeto. Porém, para que essas variáveis atinjam o valor ótimo, se faz necessário à aplicação de restrições às outras variáveis presentes no equacionamento dos parâmetros objetivo, de modo que valores absurdos não sejam selecionados. É nesse contexto que se insere o suplemento de otimização *Solver*, componente do *software Excel*, o qual será utilizado no desenvolvimento do sistema computacional de otimização para freios de sapatas externas curtas e sapatas internas longas que é objetivo desse trabalho. O *Solver* é uma ferramenta que realiza a otimização de certa equação contida em uma célula, através da variação dos parâmetros que a compõem, permitindo, inclusive, a adição de valores limites a esses parâmetros.

No desenvolvimento do programa de otimização foi utilizada a linguagem de programação padrão dos *softwares Office*, a linguagem *VBA*, a qual permite automatizar todo o funcionamento de uma planilha de *Excel*, inclusive acessar suplementos como o *Solver* internamente, sem a necessidade de se utilizar a interface padrão desse complemento. As secções 3.1 e 3.2 irão detalhar a construção das planilhas e do sistema para otimização dos dois tipos de freios já especificados.

3.1. Otimização de Sistemas de Freio de Sapatas Internas Longas

Para esse tipo de sistema, o parâmetro escolhido para ser otimizado foi a largura da sapata, definida pela letra (b), visto que uma menor largura de sapata implica diretamente em uma redução de custos com materiais. Para que o *Solver* possa realizar o processo de otimização, é necessário que exista uma equação que calcule diretamente o valor da variável

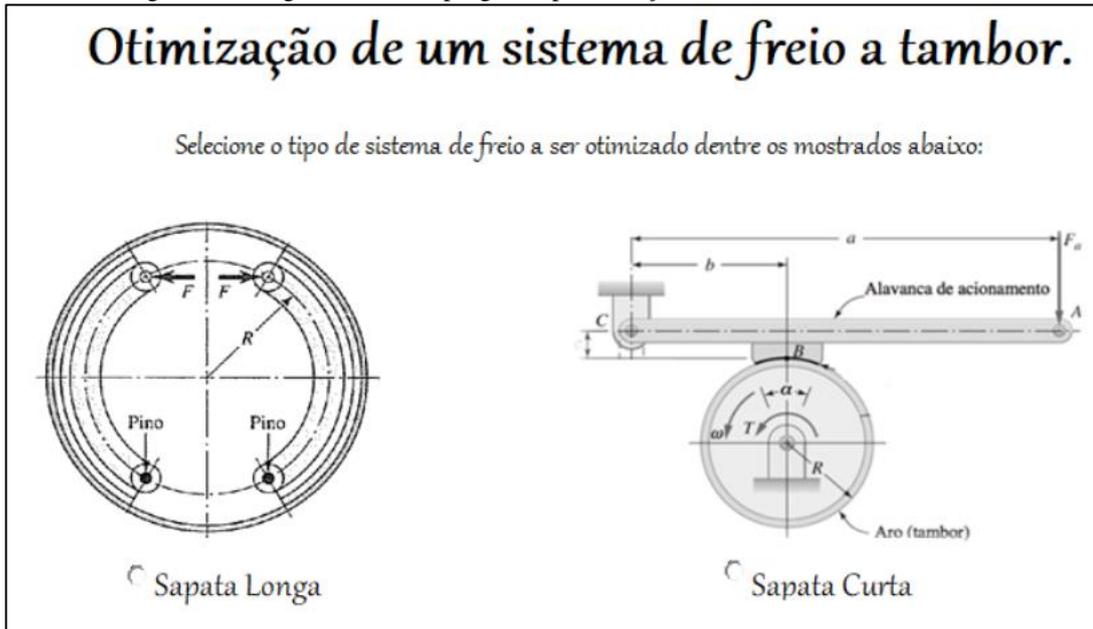
objetivo (b), logo, rearranjando as equações já expostas na seção da análise matemática, tem-se que:

$$b = \frac{F_a * c}{\left[\frac{p_a * r * a}{\text{sen}(\theta_a)} \left(\frac{\theta\pi}{360} - 0,25 * \text{sen}(2\theta) \right)_{\theta_1}^{\theta_2} \right] - \left\{ \frac{f * p_a * r}{\text{sen}(\theta_a)} \left[(-r * \cos \theta)_{\theta_1}^{\theta_2} - a \left(\frac{1}{2} \text{sen}^2 \theta \right)_{\theta_1}^{\theta_2} \right] \right\}} \quad (17)$$

Com base na Equação (17), percebe-se que para realizar a otimização da largura da sapata, é necessária a coleta dos diversos parâmetros que a compõem, o que implica que o sistema desenvolvido deverá realizar a coleta de dados geométricos do sistema, a saber, a distância entre pino de articulação e centro do disco (a), o raio do tambor (r), a distância perpendicular do pino de articulação à linha de ação da força (c) e a distância angular do pino até o início e fim do material de atrito (θ_1 e θ_2). Já os parâmetros coeficiente de atrito do material da lona (f), pressão máxima de funcionamento da sapata (p_a) e força de acionamento (F_a) serão variados pelo *Solver* para tentar alcançar o valor ótimo da variável a otimizar. Visando evitar que o *Solver* atribua a esses parâmetros valores absurdos na tentativa de encontrar o valor mínimo da Equação (17), foram definidos valores limites, para cada uma dessas variáveis. O sistema irá requerer do usuário o valor máximo e mínimo permissível para a força de acionamento, já os valores possíveis para as variáveis coeficiente de atrito do material da lona (f) e pressão máxima de funcionamento da sapata (p_a) serão extraídas da Figura 14, sendo que o valor mínimo para a pressão máxima de todos os materiais será sempre igual a 1 MPa, de modo a evitar que o *Solver* zere essa variável e encontre algum erro de cálculo.

A primeira etapa da sequência de funcionamento do programa é a seleção do tipo de sistema a ser otimizado, utiliza-se para tal uma aba contendo imagens dos dois tipos de sistemas disponíveis e uma caixa de marcação para seleção do sistema, como mostra a Figura 15.

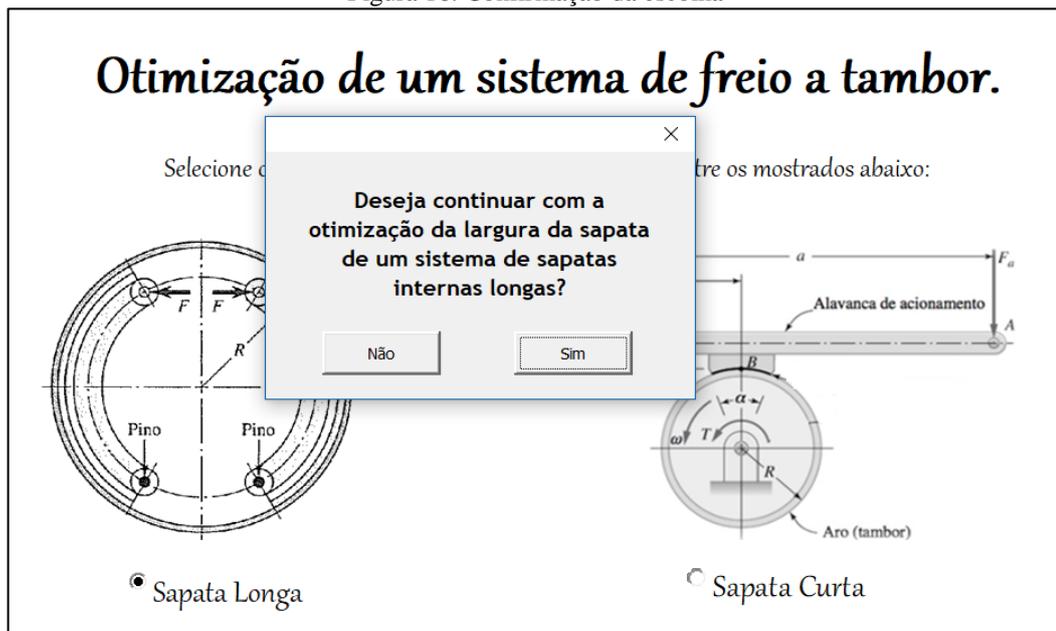
Figura 15. Imagem inicial do programa para seleção do sistema a ser otimizado.



Fonte: Autor.

Ao clicar na imagem do sistema de freios de sapatas internas longas, o programa irá solicitar ao usuário que confirme se ele deseja prosseguir com a otimização escolhida, como pode ser visto na Figura 16.

Figura 16. Confirmação da escolha



Fonte: Autor.

Se a marcação for negativa, o sistema computacional volta para tela inicial e se for positiva apresentará duas novas telas com formulários para que o usuário informe os dados

mais gerais do sistema de freio, a saber, o peso do tambor, o peso da massa do sistema de freio que absorve calor, a temperatura inicial do sistema de freio e a velocidade inicial do tambor, raio do tambor e as variáveis de distâncias, “ a ”, “ b ”, “ c ”, “ θ_1 ” e “ θ_2 ”. Esses formulários são mostrados juntos na Figura 17.

Figura 17. Alimentação do programa com dados essenciais.

Otimização de um sistema de freio a tambor.

Dados 1/2

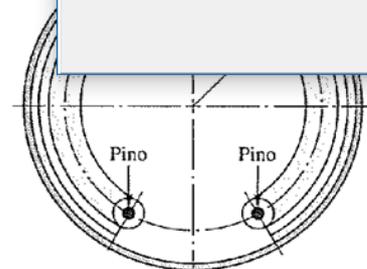
Peso do Tambor | Peso do Freio | Rotação Inicial | Temperatura Inicial

Informe o Peso do Tambor a ser freiado em [lbf]:

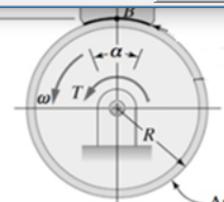
Prosseguir

baixo:





Sapata Longa



Sapata Curta

Otimização de um sistema de freio a tambor.

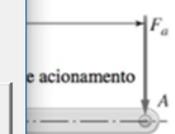
Dados 2/2

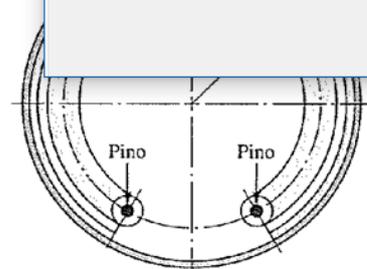
Raio do Tambor | Dist. do pino ao centro do tambor | Dist. Perpendicular do Pino à linha de ação da força | Ângulos

Informe o raio do tambor em [in]:

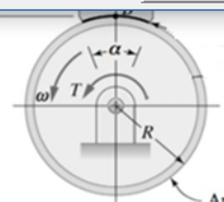
Prosseguir

baixo:





Sapata Longa



Sapata Curta

Fonte: Autor.

Feito isso, o usuário deverá informar ao sistema as restrições que lhe serão solicitadas, a saber, o valor máximo e mínimo da força de acionamento e o tempo de frenagem que o

sistema deverá apresentar, essa última variável será utilizada para definir o torque que o sistema deverá gerar.

Para dar continuidade ao processo de otimização, foi necessária a criação de uma tabela na planilha com as informações dos materiais contidas na Figura 14, e o código foi desenvolvido de modo que a otimização fosse realizada para cada material individualmente, usando para tal as informações inseridas na tabela. Com isso, uma lista é criada e organizada dentro do programa indicando qual material resulta em um menor valor final da variável objetivo, dessa forma, sempre que o código é executado um *ranking* será gerado, onde a primeira posição desse *ranking* é reservada àquele material que resulta no menor valor possível de variável otimizada, e assim sucessivamente. Após a construção dessa lista ou *ranking*, o código verifica se o material que ocupa a primeira posição satisfaz os limites de temperatura máxima permissível, pressão máxima permissível e velocidade máxima permissível mostrados na Figura 14, caso não satisfaça, esse material é eliminado da lista, e o material que ocupa a próxima posição será testado, até que se encontre algum que satisfaça os limites citados. Para exemplificar e facilitar o entendimento do que foi explicado acima, um exemplo será executado a seguir. Primeiramente, o sistema de freio de sapatas internas longas foi escolhido, confirmado e posteriormente, as variáveis restantes foram inseridas:

- Peso do tambor; 300 lbf
- Peso da massa do sistema de freio que absorve calor; 30 lbf
- Velocidade inicial do tambor; 2900 rpm
- Temperatura inicial do sistema de freio; 70°F
- Raio do tambor; 6 in
- Distância entre pino de articulação ao centro do tambor; 5 in
- Distância perpendicular do pino de articulação à linha de ação da força; 8,7 in
- Distância angular do pino até o início do material de atrito; 0°
- Distância angular do pino até o fim do material de atrito; 120°
- Força mínima de acionamento; 0,001 lbf
- Força máxima de acionamento; 500 lbf
- Tempo de frenagem mínimo para o sistema; 10s

Depois de inseridas todas essas informações no código, o processo de otimização foi realizado e o resultado obtido da variável objetivo para cada material foi inserido no trecho da planilha mostrada na Figura 18.

Figura 18. Tabela construída com base na Figura 14, utilizada para criar o ranking.

CARACTERÍSTICAS DE MATERIAIS DE FRICÇÃO PARA FREIOS								
MATERIAL	f		P_{máx}		Temperatura Máxim		V_{máx}	Botm
					CONTINUA			
Cermeto	0.32		150		750			0.111
Asbestos Rígidos Moldados (seco)	0.35	0.41	100		350		3600	0.140
Não-Asbestos Rígidos Moldados	0.33	0.63	100	150	500	750	7500	0.071
Asbestos Semi -Rígidos Moldados	0.37	0.41	100		300		3600	0.140
Asbestos Flexíveis Moldados	0.39	0.45	100		300	350	3600	0.132
Fio Enrolado de Asbestos e Arames	0.38		100		260		3600	0.148
Algodão Trançado	0.47		100		170		3600	0.128

Fonte: Autor.

Como se percebe na Figura 18, o menor valor da largura da sapata é 0,071 in e foi obtido para o material “Não-Asbestos Rígidos Moldados”, de modo que esse material ocupará a primeira posição da lista criada pelo programa, seguido do material “Cermeto” que com um valor de 0,111 in, ocupa a segunda posição, e assim por diante. Com isso, o código executa a verificação dos limites impostos pelo material, ou seja, o programa irá verificar qual a velocidade de rotação, a temperatura máxima e a pressão máxima atingida pelo sistema utilizando o material que ocupa primeira posição (Não-Asbestos Rígidos Moldados), caso algum desses valores ultrapassem os limites de 7500 ft/min, 750 °F e 150 Psi impostos pela Figura 18, esse material será eliminado da lista e os próximos valores da lista serão submetidos aos mesmos testes, até que seja encontrado um material que atenda todas as especificações.

O último passo de execução do programa é a apresentação do resultado final ao usuário, o que ocorre em uma aba separada da planilha, como mostrado na Figura 19. Percebe-se, inclusive, que no caso do exemplo montado, apesar do material que inicialmente apresentou a menor largura de sapata ter sido o “Não-Asbestos Rígidos Moldados”, ele não passou na verificação de algum dos limites do material, de modo que como resultado final, o programa apresenta uma largura de sapata de 0,11 in, utilizando cermeto.

Figura 19. Planilha com os resultados finais.

Resultados da otimização de uma Sapata Longa		
Força de Acionamento (F)	46.54	lbf
Pressão Máxima na Sapata (P_α)	150.00	psi
Largura da Sapata (b)	0.11	in
Material da Sapata	Cermeto	-
Distância Perpendicular do Pino de Articulação até a Linha de ação da Força (c)	8.70	in
Raio do Tambor ou Disco (r)	6.00	in
Distância entre o Pino de Articulação e o Centro do Disco (a)	5.00	in
Distância Angular do Pino até o Início do Material de Atrito (Θ₁)	0.00	graus
Distância Angular do Pino até o Fim do Material de Atrito (Θ₂)	120.00	graus
Coefficiente de Atrito (f)	0.32	-
Torque Transmitido	424.41	lbf in
Elevação da temperatura	19.17	°F

[Recomeçar](#)

Fonte: Autor.

3.2. Otimização de Sistemas de Freio de Sapatas Externas Curtas

Para os sistemas de sapatas externas curtas será otimizada a distância horizontal do pino de articulação ao ponto de aplicação da força, esta variável foi selecionada por representar uma redução do espaço ocupado pelo sistema de freio. Seguindo o mesmo procedimento realizado para freio de sapatas internas longas, deve-se buscar equações que definam diretamente a variável objetivo citada, logo, para a otimização da distância do pino ao ponto de aplicação da força será utilizada a Equação (18) ou (19), a depender do sentido de rotação do tambor:

$$a = \frac{A * P_{\text{máx}}(b + \mu C)}{F_a} \quad (18)$$

$$a = \frac{A * P_{\text{máx}}(b - \mu C)}{F_a} \quad (19)$$

Semelhantemente ao que foi explicado na seção anterior, o usuário será responsável por informar ao programa os dados geométricos do sistema necessário para a resolução dos equacionamentos acima, a saber, a distância horizontal do pino de articulação ao ponto de concentração das forças atuantes sobre a sapata (b), a distância vertical do pino de articulação

ao ponto de concentração das forças atuantes sobre a sapata (c) e o raio do tambor. A distância perpendicular mínima permissível do pino de articulação ao ponto de aplicação da força de acionamento (a) é sempre preenchida automaticamente pelo programa para evitar problemas geométricos e equivale a distância horizontal do pino de articulação ao ponto de concentração das forças atuantes sobre a sapata (b) somada ao raio do tambor. O usuário deverá informar a força mínima e máxima permissível que o sistema poderá apresentar, assim como os valores máximos e mínimos para a área de contato entre a lona e o tambor, e o tempo de frenagem mínimo que o sistema deverá apresentar. Por fim, a variação dos parâmetros pressão máxima na sapata ($P_{máx}$) e coeficiente de atrito do material da lona (μ) seguirão também a Figura 14, seguindo o mesmo direcionamento mencionado para sistemas de freio de sapatas curtas de utilizar como pressão mínima o valor de 1 MPa para evitar que essa variável seja zerada.

A etapa inicial de execução do código para o sistema de freio de sapatas externas curtas é semelhante ao que já foi mostrado para o sistema anterior e é mostrada na Figura 20. Após a marcação da caixa de seleção do sistema de sapatas curtas, uma janela será aberta solicitando ao usuário que confirme o sistema escolhido e informe se a rotação do tambor é horária ou anti-horária, como mostra a Figura 20.

Figura 20. Confirmação da variável de otimização e seleção do sentido de rotação do tambor de um freio de sapata externa curta.



Fonte: Autor.

Após marcar as devidas caixas, o programa irá apresentar ao usuário formulários de coleta de dados gerais semelhante ao que foi feito para o de sapatas longas, só que neste caso

exigindo ao usuário todos os dados geométricos do sistema de freio que se está otimizando, como mostra a Figura 21.

Figura 21. Coleta de dados geométricos do sistema de freio de sapatas externas curtas.

Otimização de um sistema de freio a tambor.

Dados 1/2

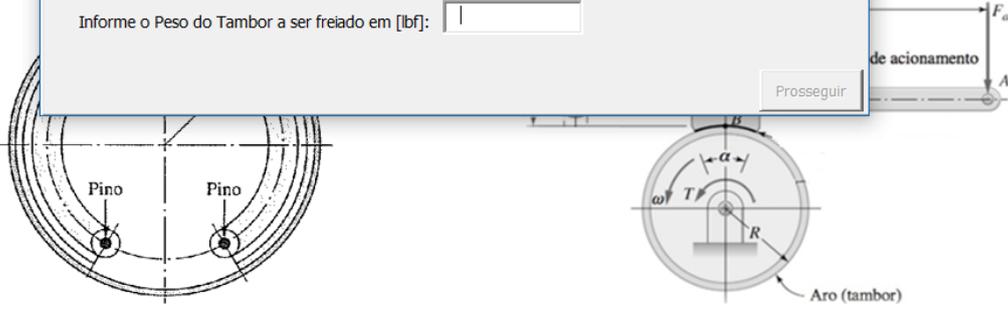
Peso do Tambor | Peso do Freio | Rotação Inicial | Temperatura Inicial

Informe o Peso do Tambor a ser freiado em [lbf]:

Prosseguir

Sapata Longa

Sapata Curta



Otimização de um sistema de freio a tambor.

Dados 2/2

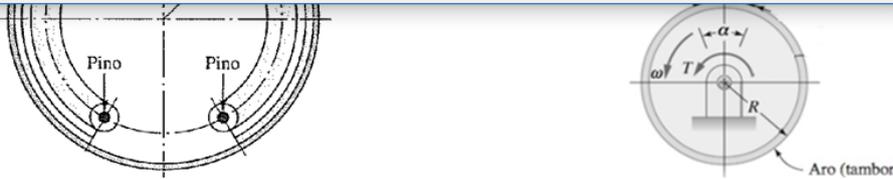
Raio do tambor | Dist. hor. do pino ao ponto de concentração das forças na sapata | Dist. vert. do pino ao ponto de concentração das forças na sapata

Informe o raio do tambor em [in]:

Prosseguir

Sapata Longa

Sapata Curta



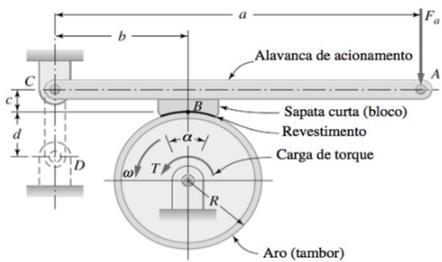
Fonte: Autor.

Com a finalização do preenchimento dos formulários acima, o programa irá iniciar o processo de coleta das possíveis restrições já mencionadas para que possa continuar com o processo de otimização. A seleção do material mais apropriado segue o mesmo procedimento e testes que foram explicados para o sistema de sapatas longas, com a conclusão dessa etapa e após selecionar, dentro do *ranking* gerado, qual conjunto de parâmetros e material implicará

em um menor valor da variável que se está otimizando, o programa irá gerar um relatório contendo todos os valores finais e irá organizá-los em uma aba, como mostra a Figura 21.

Figura 22. Relatório final da otimização do sistema de sapata curta externa.

Resultados da otimização de uma Sapata Curta		
Força de Acionamento (F_a)	1.28	lbf
Pressão Máxima na Sapata (P_a)	5.38	psi
Área de contato (A)	2.00	in ²
Material da Sapata	Não-Asbestos Rígidos Moldados	-
Distância entre o Pino de Articulação e o Centro do Disco (b)	4.00	in
Distância Perpendicular do Pino de Articulação até a Linha de ação da Força (e)	6.00	in
Raio do Tambor ou Disco (r)	5.00	in
Distância do pino de articulação à linha de ação da força (a)	65.33	in
Coefficiente de Atrito (f)	0.63	-
Torque Transmitido	33.88	lbf in
Elevação da temperatura	0.40	°F



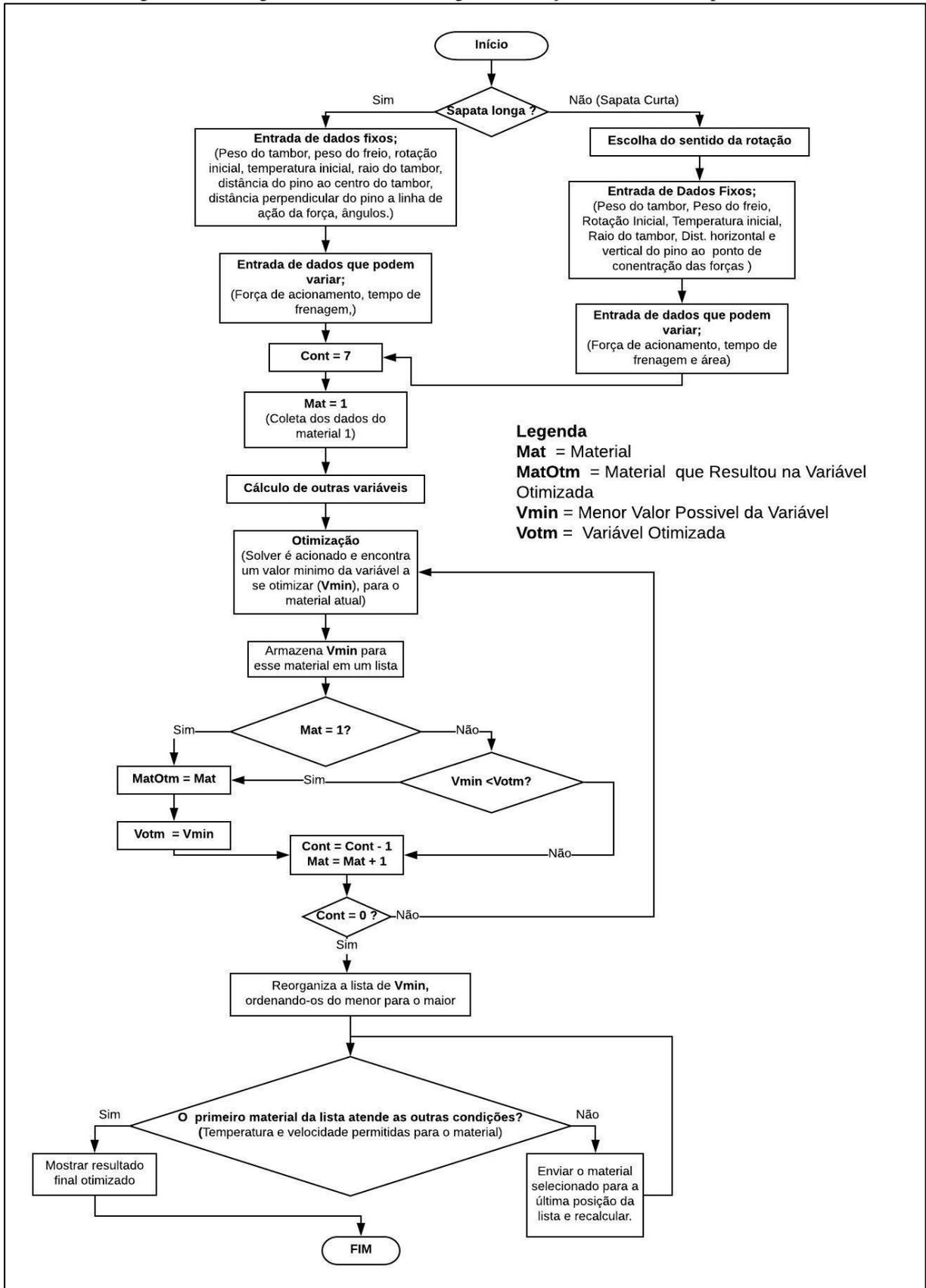
Recomeçar



Fonte: Autor

Para uma melhor compreensão de toda a execução do processo de otimização do sistema computacional, um fluxograma esquematizando a operação do *software* foi criado e é mostrado na Figura 23.

Figura 23. Fluxograma resumido do código de execução do sistema computacional.



Fonte: Autor

4. VALIDAÇÃO DO SISTEMA COMPUTACIONAL

Esta seção irá mostrar como o sistema desenvolvido propõe uma solução ótima para o dimensionamento de um mecanismo de freio a tambor. Através da comparação do resultado de um exercício retirado de uma bibliografia com a solução proposta pelo sistema computacional será possível validar os benefícios do mesmo.

4.1. Validação do sistema de sapatas internas longas

Para validação do sistema de sapatas internas longas serão utilizados os dados do problema 16.1 da obra de Shigley, Projeto de Engenharia Mecânica, 7ª edição, cuja redação modificada está descrita a seguir:

“Um sistema de freio de sapatas internas longas apresenta tambor de 6 in de raio, distância do pino de articulação ao centro do tambor de 5 in, distância perpendicular do pino articulado à linha de ação da força acionadora equivalente a 8,66 in, distância angular do pino ao início e fim do material de atrito equivalente a 0° e 120° , respectivamente, e força acionadora de 500 lbf. Determine a menor largura de sapata.”

4.1.1. Resolução analítica do problema (sem otimização)

Como o problema não especifica o material da lona de freio, não existe informação referente à pressão máxima admissível, impossibilitando a determinação da largura de sapata, logo, optou-se por realizar analiticamente os cálculos para cada material da Figura 14, tomando os valores mínimos dos coeficientes de atritos e os valores máximos das pressões admissíveis, visto que essa combinação resulta no menor valor da largura de sapata como pode ser constatado através da análise da Equação (17). Os resultados obtidos são mostrados na Figura 24.

Figura 24. Cálculo da largura de sapata para cada material.

MATERIAL	Botm
Cermeto	1.191
Asbestos Rígidos Moldados (seco)	1.887
Não-Asbestos Rígidos Moldados	1.213
Asbestos Semi -Rígidos Moldados	1.960
Asbestos Flexíveis Moldados	2.039
Fio Enrolado de Asbestos e Arames	1.999
Algodão Trançado	2.430

Fonte: Autor.

Como pode ser visto, o material cermeto apresenta a menor largura de sapata final para o sistema, com valor igual a 1,191 in, resultando, através das Equações (15) e (16), em um torque final de 4541,82 lbf in.

4.1.2. Execução da otimização

Como a execução do programa demanda algumas informações que não constam no enunciado do problema, estas serão supostas pelo autor para que o código possa ser utilizado com êxito. Nesse sentido, será suposto que o tambor do problema pese 300 lbf, que o peso da massa do sistema de freio que absorve calor é 30 lbf, que a rotação inicial é de 1800 rpm, e que a temperatura inicial do sistema é de 70 °F. Já o tempo de frenagem a ser utilizado no sistema computacional, foi determinado utilizando as Equações (6), (7) e (8) com os valores supostos acima e o valor do torque mencionado na seção anterior, encontrando um tempo de frenagem equivalente a 0,58 segundos.

Em seguida, o código foi executado supondo que o valor dado de 500 lbf no enunciado do problema seja o máximo que esse parâmetro poderá assumir. Em sistemas reais a diminuição da força de acionamento necessária representa vantagens no sentido de redução do esforço necessário para frenagem. Ao executar o programa para otimização da largura de sapata o *ranking* mostrado na Figura 25 foi gerado internamente pelo código.

Figura 25. *Ranking* de larguras de sapata otimizadas pelo código ao permitir a variação da força de acionamento.

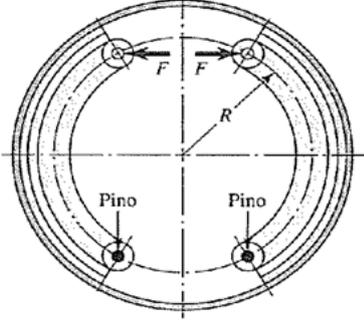
MATERIAL	Botm
Cermeto	1.191
Asbestos Rígidos Moldados (seco)	1.500
Não-Asbestos Rígidos Moldados	0.761
Asbestos Semi -Rígidos Moldados	1.500
Asbestos Flexíveis Moldados	1.409
Fio Enrolado de Asbestos e Arames	1.581
Algodão Trançado	1.369

Fonte: Autor.

O resultado final obtido pelo sistema é mostrado na Figura 26.

Figura 26. Resultado da final da otimização do problema de otimização para o sistema de sapatas longas.

Resultados da otimização de uma Sapata Longa		
Força de Acionamento (F)	144.74	lbf
Pressão Máxima na Sapata (Pa)	150.00	psi
Largura da Sapata (b)	0.76	in
Material da Sapata	Não-Asbestos Rígidos Moldados	-
Distância Perpendicular do Pino de Articulação até a Linha de ação da Força (c)	8.66	in
Raio do Tambor ou Disco (r)	6.00	in
Distância entre o Pino de Articulação e o Centro do Disco (a)	5.00	in
Distância Angular do Pino até o Início do Material de Atrito (θ_1)	0.00	graus
Distância Angular do Pino até o Fim do Material de Atrito (θ_2)	120.00	graus
Coefficiente de Atrito (f)	0.63	-
Torque Transmitido	4541.82	lbf in
Elevação da temperatura	7.39	$^{\circ}F$



Fonte: Autor.

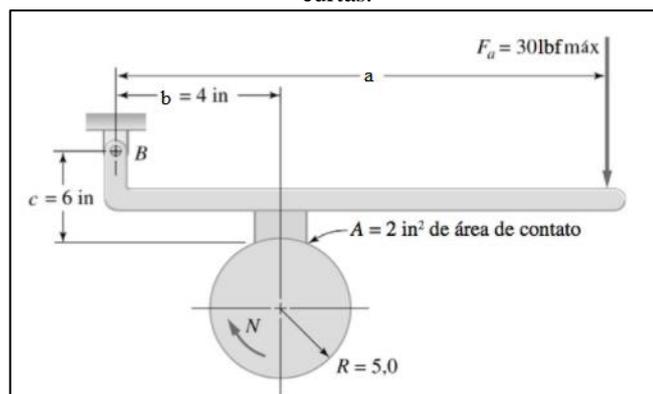
Com isso, percebe-se que permitindo a variação da força de acionamento até um valor máximo limitante, podem-se encontrar valores de largura de face bem mais baixos do que os inicialmente encontrados. A mudança no valor final da largura da sapata de 1,191 in para 0,76 in representa uma redução de 36,19% no valor dessa variável, atestando a eficiência do sistema computacional desenvolvido.

4.2. Validação do sistema de sapatas externas curtas

A validação do programa para o sistema de freio com sapata curta será feita de maneira semelhante ao que já foi apresentado até o presente momento. A questão utilizada será a 16.1 do livro “Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas” de Collins, publicado em 2006, e sua redação adaptada pode ser lida a seguir.

“Um freio de bloco de sapata curta tem um tambor girando no sentido horário a 500 rpm. A pressão de contato máxima admissível é de 200 psi e o coeficiente de atrito é 0,15. Levando em consideração as informações dadas acima encontre o menor valor possível para a dimensão “a” mostrada na Figura 27.”

Figura 27. Configuração do mecanismo de freio utilizado para validação da otimização do sistema de sapatas curtas.



Fonte: Collins 2006 - Adaptada.

4.2.1. Resolução analítica do problema (sem otimização)

Como no enunciado da questão já foi informado o coeficiente de atrito e a pressão máxima admissível, não será necessário realizar os cálculos para cada material, como foi feito na seção 4.1.1. Utilizando a Equação (18) mencionada na análise matemática do mecanismo de freio de sapatas curtas, chega-se à conclusão de que a dimensão “a” equivale à 65,33 in, o que resulta em um torque, através da Equação (5), de 300 lbf in.

4.2.2. Execução da otimização

Para poder executar esse mesmo problema no sistema computacional desenvolvido, foi necessário fazer a suposição de certos parâmetros, como o peso do tambor, que será 500 lbf, a temperatura inicial do sistema, que será considerada como 70 °F e o peso da massa do sistema de freio que absorve calor, que será 50 lbf. O tempo de frenagem a ser utilizado no programa foi calculado a partir do torque gerado pela configuração do problema (300 lbf in) e utilizando as Equações (6), (7) e (8), de modo que o mesmo equivale a 2,82 segundos. Após a inserção de todos esses dados, foi necessário informar as restrições da variável força de acionamento, as quais foram 0,001 lbf para o valor mínimo e 30 lbf para o valor máximo, e da variável área de contato, que recebeu valor mínimo de 0,001 in² e valor máximo de 2 in². Com isso, o programa foi executado e o *ranking* gerado é mostrado na Figura 28.

Figura 28. *Ranking* gerado, em polegadas, mostrando os valores da dimensão “a” para cada tipo de material.

MATERIAL	aotm
Cermeto	37.040
Asbestos Rígidos Moldados (seco)	31.546
Não-Asbestos Rígidos Moldados	24.725
Asbestos Semi -Rígidos Moldados	31.546
Asbestos Flexíveis Moldados	29.810
Fio Enrolado de Asbestos e Arames	33.088
Algodão Trançado	29.053

Fonte: Autor.

Como pode ser visto, o material que, a partir dos dados, irá resultar em um valor ótimo para a variável “a” é o Não-Asbestos Rígido Moldado, e a dimensão final será de 24,725 in. Essa redução representa um ganho de 62,15% em relação ao que foi calculado inicialmente pelo problema. O resultado final do sistema computacional é mostrado na Figura 29.

Figura 29. Resultado final da otimização do problema de validação do sistema de sapatas curtas.

Resultados da otimização de uma Sapata Curta		
Força de Acionamento (F_a)	30.00	lbf
Pressão Máxima na Sapata (P_a)	72.34	psi
Área de contato (A)	1.32	in ²
Material da Sapata	Não-Asbestos Rígidos Moldados	-
Distância entre o Pino de Articulação e o Centro do Disco (b)	4.00	in
Distância Perpendicular do Pino de Articulação até a Linha de ação da Força (e)	6.00	in
Raio do Tambor ou Disco (r)	5.00	in
Distância do pino de articulação à linha de ação da força (a)	24.73	in
Coefficiente de Atrito (f)	0.63	-
Torque Transmitido	300.33	lbf in
Elevação da temperatura	0.66	°F

Fonte: Autor.

5. CONCLUSÃO

A plataforma *Excel* em conjunto com a linguagem de programação VBA serviu bem ao propósito do programa e se mostrou uma ferramenta bastante eficaz e abrangente no que toca aos projetos de engenharia. Com isso, o desenvolvimento do programa de otimização de sistemas de freio a tambor foi concluído com sucesso e encontra aplicações acadêmicas e aplicações profissionais onde se precise otimizar a variável largura de face para o caso de um projeto de freio de sapatas internas longas já existente, ou a variável distância entre pino articulado e linha de ação da força para o caso de um projeto de freio de sapatas externas curtas também já existente. A seção de validação exemplificou o funcionamento e atestou o sucesso dos processos de otimização para os dois sistemas. Em trabalhos futuros pode ser considerada a expansão do programa para otimizar outras possíveis variáveis dos sistemas de freio estudados ou até mesmo a inserção de novos tipos de sistemas de freio, como freios de cinta ou freios a disco.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. **Elementos de Máquinas de Shigley**. 10ª Edição. New York: AMGH Editora Ltda, 2016.

COLLINS, Jack A. **Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas**: uma perspectiva de prevenção de falha. Ohio: LTC, 2006.

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 4ª Edição. Massachusetts: Bookman, 2013.

SACOMAN, Marco Antônio Rahal. **Otimização de Projetos**. Disponível em: <<http://www.feis.unesp.br/Home/departamentos/engenhariamecanica/intranet/otimizacao-de-projetos.doc>>. Acesso em: 03 de maio de 2018.

SHIGLEY, Joseph E.; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7ª Edição. Bookman, 2008.

Gradela, Fabíola Bailão. *Identificação de falhas utilizando FMEA no sistema de freios de carros de competição on-road- Formula SAE*. 2013. 94f. Trabalho de Conclusão de Curso- Universidade de São Paulo, São Paulo, 2013.

Ribeiro, Gustavo dos Santos. *Análise do comportamento termoelástico de um freio a tambor, utilizando o método dos elementos finitos*. 2015. 156f. Dissertação de Mestrado- Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2015.

Freios e Embreagens por Atrito. Disponível em: <<http://www.fem.unicamp.br/~lafer/em618/pdf/Freios%20e%20Embreagens.pdf>> Acesso em: 3 de dez. 2017.

Como funciona o freio a tambor. Disponível em: < <http://www.carrosinfoco.com.br/carros/2012/07/como-funciona-o-freio-a-tambor> > Acesso em: 3 de dez. 2017.

Freios a Tambor. Disponível em: <<http://www.portalsaofrancisco.com.br/mecanica/freios-a-tambor>> Acesso em: 3 de dez. 2017.