UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL

Escola de Engenharia

Programa de Pós Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais – PPGE3M

MODELAMENTO MATEMÁTICO SIMPLIFICADO DO PROCESSO DE FIXAÇÃO DE MATERIAIS DE FRICÇÃO POR REBITAGEM

Por

Carlos Henrique Selle Pereira

Dissertação para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Porto Alegre, 2014

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL

Escola de Engenharia

Programa de Pós Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais – PPGE3M

MODELAMENTO MATEMÁTICO SIMPLIFICADO DO PROCESSO DE FIXAÇÃO DE MATERIAIS DE FRICÇÃO POR REBITAGEM

Por

Carlos Henrique Selle Pereira

Engenheiro de Materiais

Trabalho realizado no Departamento de Materiais da Escola de Engenharia da UFRGS, dentro do Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais – PPGE3M, como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia.

Área de Concentração: Ciência e Tecnologia dos Materiais

Porto Alegre, 2014

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do título de Mestre em Engenharia, área de concentração Ciência e Tecnologia dos Materiais e aprovada em sua forma final, pelo Orientador e pela Banca Examinadora do Curso de Pós-Graduação.

Orientador: Prof. Dr. Carlos Pérez Bergmann
Co-Orientador: Professor Hazim Ali Al-Qureshi, PhD.

Banca Examinadora:

Dr. Alexandre Casaril

Dr. Ney Francisco Ferreira

Dr. Felipe Amorim Berutti

Prof. Dr. Telmo Roberto Strohaecker
Coordenador do PPGE3M

DEDICATÓRIA

A minha esposa Miriane e minha mãe Aneli pelo apoio incondicional, pela compreensão nos momentos difíceis, e principalmente por fazerem parte da minha vida.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de expressar meus sinceros agradecimentos a todas as pessoas que, direta e indiretamente, colaboraram para a finalização deste trabalho. Em primeiro lugar, gostaria de agradecer ao Prof. Dr. Carlos Pérez Bergmann pela atenção especial dada durante todo periodo do mestrado, e especialmente pelo aceite em ser meu orientador, e por toda contribuição para a melhoria do tema de pesquisa proposto. Tambem gostaria de agradecer ao co-orientador e amigo Prof. Hazim Ali Al-Qureshi pelo tema proposto, e pela paciência nos momentos de dúvida durante todo periodo de desenvolvimento, e principalmente pela alegria em compartilhar o conhecimento e estar sempre disposto em ajudar e em extrair o melhor nos trabalhos que orienta e propõe.

Agradeço à Fras-le pela oportunidade e suporte, e pela importância dada à pesquisa aplicada, e pelo programa de pesquisa e desenvolvimento mantido e motivado pela empresa. Ao Sr. Paulo Emílio Dias Varante, gerente do departamento de pesquisa e desenvolvimento pela oportunidade e pelo apoio em todas as etapas, e principalmente pelas idéias, no intuito de aprimorar o tabalho. Ao colega Alexandre Casaril, pelo apoio e suporte no aprimoramento do trabalho, assim como a todos os colegas do desenvolvimento de produtos, Ademir, Ricardo, Norton e Felipe.

Estendo também o agradecimento a todo o pessoal dos laboratórios químico, físico e piloto que contribuiram com este trabalho, em especial ao Sr. Clarindo, que contribuiu com idéias para aprimorar a validação experimental.

SUMÁRIO

ÍNDICE DE FIGURAS viii
LISTA DE SIMBOLOS E ABREVIATURAS xi
RESUMO xiii
1. INTRODUÇÃO 1
2. OBJETIVOS 5
2.1. OBJETIVOS ESPECÍFICOS 5
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 6
3.1. MATERIAIS COMPÓSITOS 6
3.2. MATERIAIS DE ATRITO 7
3.3. SISTEMAS DE FREIO 9
3.4. DINÂMICA DE FRENAGEM 11
3.5. PROCESSO DE REBITAGEM 12
3.6. FIXAÇÃO POR COLAPSO AXISSIMÉTRICO 15
3.7. FIXAÇÃO POR INVERSÃO EXTERNA 23
3.7.1. PROCESSO AL - HASSANI 23
3.7.2. TEORIA MODIFICADA DA INVERSÃO (MORAES – AL'QURESHI) 24
4. ADAPTAÇÃO DO MODELO PARA A ÁNALISE DO PROCESSO DE REBITAGEM 31
4.1. PARÂMETROS DE SERVIÇO DO SISTEMA DE FREIO. 31
4.1.1. CÁLCULO DA FORÇA LIQUIDA DE REBITAGEM REQUERIDA 32
4.2. ADAPTAÇÃO DO MODELO DE CONFORMAÇÃO DE TUBOS PARA A APLICAÇÃO NA REBITAGEM. 33
5. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL 37
5.1. MATERIAIS COMPÓSITOS E REBITES 37
5.2. DETERMINAÇÃO DAS PROPRIEDADES MECÂNICAS E ELÁSTICAS DOS COMPÓSITOS UTILIZADOS 38
5.3. DETERMINAÇÃO DAS PROPRIEDADES MECÂNICAS E ELÁSTICAS DOS REBITES 39
5.4. DETERMINAÇÃO DA DEFORMAÇÃO MÁXIMA DA SEDE DO REBITE 40
5.5. TESTE DE COMPRESSÃO AXIAL DO REBITE 42
5.6. TESTE DE REBITAGEM PARA DETERMINAÇÃO DA ENERGIA LÍQUIDA 43
6. RESULTADOS E DISCUSSÕES 47
6.1. PROPRIEDADES ELÁSTICAS DOS MATERIAIS COMPÓSITOS E DOS REBITES UTILIZADOS 47

6.2. DETERMINAÇÃO DA DEFORMAÇÃO MÁXIMA DA SEDE DO REBITE.....48
6.3. RESULTADOS DA COMPRESSÃO AXIAL DOS REBITES.....51
6.4. RESULTADOS DOS TESTES DE REBITAGEM. 58
6.5. VALIDAÇÃO DO EQUACIONAMENTO MATEMÁTICO ANALÍTICO.....66
7. CONCLUSÕES..... 71
8. SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS 73
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 74

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 3.1 – Sistema de freio de veículos comerciais[13]. 10

Figura 3.2 – Freio a tambor utilizado em veículos comerciais [13]. 10

Figura 3.3 – Freio a disco utilizado em veículos leves e comerciais [13]. 11

Figura 3.4 – Distribuição de forças em freios a tambor de veículos leves durante a frenagem[Cortesia Fras-le]. 12

Figura 3.5 – Exemplo das forças impostas sobre a sede do rebite durante o processo de frenagem [Cortesia Fras-le]..... 14

Figura 3.6 – Modos de colapso existentes (A- Diamante; B Colapso axissimétrico; e C- Coluna de Euler)[20]..... 17

Figura 3.7 – Figura ilustrativa do processo de conformação assimétrico [20].....18

Figura 3.8 – Limites entre carga e raio/diâmetro de tubos para a ocorrência de flambagem, inversão ou fratura determinada por Moraes e Al Qureshi para tubos de cobre e latão [31].....25

Figura 3.9 – Processo de inversão externa de tubos [31].....26

Figura 3.10 – Curvas de compressão axial para tubos de cobre com diferentes diâmetros [31].....29

Figura 3.11 - Estágios da inversão de um tubo fino de cobre [31].....29

Figura 3.12 – Regiões para inversão de tubos de cobre e latão considerando diferentes razões de raio do punção e diâmetro do tubo [31].....30

Figura 3.13 – Tipos de falha existentes no processo de inversão (A – Flambagem e B-Fratura)[31]....30

Figura 3.14 – Falhas provenientes do processo de inversão (A- *plug* muito próximo da parede do tubo; B- material em estado recozido; C- escoamento não uniforme; D- flambagem devido a grandes raios) [38].....31

Figura 4.1 – Balanço das forças envolvidas na frenagem de veículos comerciais.....32

Figura 4.2 – Exemplo da curva força x deslocamento gerada através da compressão axial da sede do rebite.....35

Figura 5.1 – Fluxograma da metodologia experimental utilizada no desenvolvimento experimental deste trabalho.....37

Figura 5.2 – Rebites utilizados neste estudo (aço pequeno, aço grande e latão).....40

Figura 5.3 – Teste de resistência da sede do rebite.....41

Figura 5.4 – Configurações de sede de rebite utilizadas (A – FD 59; B – MB 184).....41

Figura 5.5 - Punções utilizados para o teste de compressão axial do rebite (Punções para o estudo do rebite 1010 16).....42

Figura 5.6 – Teste de compressão axial dos rebites.....43

Figura 5.7 – Dispositivo utilizado para determinação da força líquida de rebitagem.....44

Figura 5.8 – Conversão da pressão de linha da rebitadeira em força(N).....44

Figura 5.9 – Procedimento e equipamentos utilizados para determinação da rebitagem líquida.....45

Figura 5.10 - Curva força x tempo do teste de rebitagem, exemplificando como é definida a força máxima imposta à sede do rebite, assim como, a força de rebitagem líquida.....46

Figura 6.1 – Curvas força x deslocamento para o material A.....49

Figura 6.2 – Análise de Weibull utilizada no estudo.....49

Figura 6.3 – Influência do tipo de lubrificante nas forças máximas e na qualidade da inversão para o rebite de aço.....51

Figura 6.4 – Influência do raio no modo de conformação do rebite e nas cargas para deformação.....52

Figura 6.5 – Influência do raio no modo de conformação e carga para deformação do rebite de aço grande.....54

Figura 6.6 – Influência do raio no modo de conformação do rebite de latão.....54

Figura 6.7 – Cargas de inversão para diferentes diâmetros de tubos e inversões parciais verificadas para a inversão [31].....56

Figura 6.8 – Resultados experimentais x teóricos considerando a variação do fator de inversão.....58

Figura 6.9 – Colapso do rebite de latão no interior do furo. Pontos evidenciam o colapso e o aumento do diâmetro no travamento do rebite.....61

Figura 6.10 – Forma máxima imposta pelo processo de rebitagem (Colunas) x Força máxima admissível para os materiais utilizados (Linhas paralelas).....62

Figura 6.11 - Insertos do material C após teste com 5,5 e 7 bar de pressão de linha, respectivamente (Trincas devido ao atingimento de pressões elevadas).....62

Figura 6.12 – Insertos do material A após teste com 7 bar de pressão de linha(trincas devido ao atingimento de pressões elevadas).....63

Figura 6.13 – Resultados teóricos x Resultados experimentais (máquina de ensaio) x Resultados experimentais (rebitadeira).....65

Figura 6.14 – Resultados teóricos e resultados experimentais determinados para a rebitagem líquida (A- Valores téoricos x experimentais; B- Considerando o erro do método).....67

Figura 6.15 – Comparativo dos resultados experimental x resultados teóricos para cada uma das equações propostas.....70

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 5.1 – Matérias primas utilizadas na confecção dos materiais propostos.....38

Tabela 5.2 – Dimensões dos corpos-de-prova e procedimento utilizados nos testes de flexão e compressão axial 39

Tabela 5.3 – Resultados de tração do arame utilizado na fabricação do rebite (valores fornecidos pelo fornecedor dos rebites) 39

Tabela 5.4 – Constantes plásticas consideradas nas análises [31]..... 39

Tabela 5.5 – Dimensional dos rebites utilizados (mm) 40

Tabela 5.6 – Dimensional dos insertos utilizados (mm).....45

Tabela 5.7 – Descrição dos ensaios realizados e variáveis consideradas no estudo.....46

Tabela 6.1 – Resultados dos testes de resistência a flexão 3 pontos conforme ASTM D 790-09.....47

Tabela 6.2 – Resultados dos testes de compressão axial conforme norma ASTM D 695.....48

Tabela 6.3 – Resultados encontrados para o módulo de deformação da sede do rebite e deformação máxima (X_{quebra}) considerado no estudo.....50

Tabela 6.4 – Valores para a força de rebitagem máxima admissível para os materiais testados, de acordo com a configuração utilizada.....50

Tabela 6.5 – Deformação máxima do rebite até o atingimento do patim e carga compressiva verificada até tal deformação.....55

Tabela 6.6 – Resultados teóricos para a inversão/colapso de acordo com a Equação 4.8.....55

Tabela 6.7 – Relação carga máxima x cargas dos pontos C e D para diferentes diâmetros de tubos utilizados por outros autores [38].....57

Tabela 6.8 – Resultados experimentais x teóricos considerando um fator de inversão.....57

Tabela 6.9 – Resultados da rebitagem líquida considerando a utilização de diferentes materiais de atrito.....59

Tabela 6.10 – Resultados da rebitagem líquida considerando diferentes materiais de rebite.....60

Tabela 6.11 – Forças máximas do processo de rebitagem e energia necessária para conformação do rebite (aço 1010 16).....64

Tabela 6.12 – Forças máximas do processo de rebitagem e energia necessária para conformação do rebite (aço 1010 20 e latão).....64

Tabela 6.13 – Valores teóricos de entrada para verificação do equacionamento matemático proposto.....66

Tabela 6.14 – Valores da relação entre energia máxima lida nas céluas de carga x energia retida após aplicação da carga para o rebite de aço 1010 pequeno.....67

Tabela 6.15- Valores da relação entre energia máxima lida nas céluas de carga x energia retida após aplicação da carga para o rebite de aço 1010 grande.....68

LISTA DE SIMBOLOS E ABREVIATURAS

W_t – Trabalho total realizado

P – Carga total aplicada

dV – Volume de um elemento

S – Área superficial

τ_s - Tensão de cisalhamento ao longo da superfície S

$\dot{W}b$ – Trabalho para dobramento

$\dot{W}ex$ – Trabalho para expansão

$\dot{W}a$ – Trabalho devido a forças externa

A – Coeficiente de resistência

n – Coeficiente de encruamento

α – Ângulo de dobramento

Mp – Momento do colapso plástico

y – Distância do eixo neutro

h – Comprimento circunferencial médio da dobra

D – Diâmetro externo tubo

t – Espessura

Y – Tensão de resistência

h_{cr} – Comprimento crítico da dobra

W_f – Trabalho devido a forças de atrito

r_{cr} – Raio crítico do punção

τ_F – Torque máximo de frenagem

F_{AF} – Força de arrasto de frenagem

F_{AC} – Força de arrasto de cisalhamento

F_N – Força normal

F_{NR} – Força normal de reação

μ_{LT} – Coeficiente de atrito dinâmico lona/tambor

μ_{LS} – Coeficiente de atrito estático lona/patim

R_T – Raio interno do tambor

R_L – Raio externo da lona de freio

M_{sr} – Módulo de deformação da sede do rebite

X_{quebra} – Deformação máxima da sede do rebite

F_{SR} – Força máxima admissível na sede do rebite

P_{reb} – Força de rebitagem

P_{rebite} - Força necessária para conformação do rebite

F_{RL} – Força de rebitagem líquida

F_{inver} – Fator de inversão

$\%_{ret.elástico}$ – Quantidade de energia retida após a retirada da carga de aplicação

RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo do processo de fixação de materiais de fricção, no qual se faz o uso de modelos matemáticos de outros autores aplicados na inversão e colapso de tubos metálicos para o entendimento do processo de deformação do rebite utilizado no processo de rebitagem em materiais frágeis. Os rebites utilizados são aplicados atualmente na indústria de fricção, com diferentes geometrias que geram diferentes distribuições de forças de compressão no material de atrito. Com este estudo pretende-se propor um equacionamento simplificado para predição da força necessária para aplicação nos processos atuais de fixação de lonas de freios em veículos comerciais. Com base em estudos anteriores, as equações existentes para a inversão e o colapso foram analisadas separadamente e foram complementadas e adaptadas para a simulação do processo de rebitagem, levando em consideração as diversas variáveis do processo, tais como parâmetros geométricos e propriedades elásticas dos rebites, assim como o desenvolvimento de um critério de falha para definição da força máxima a ser aplicada no material de fricção, a partir de suas propriedades elásticas. O critério de falha foi baseado na deformação máxima do material frágil a ser rebitado, quando este sofre uma força axial de compressão, considerando-se sua probabilidade de falha, a partir da análise estatística pelo método de Weibull. Em relação ao processo de rebitagem, foi utilizada uma rebitadeira pneumática na qual se define uma pressão de trabalho, que permanece constante independente das diferenças geométricas dos rebites e da sede do rebite do material frágil. Para avaliar a influência das propriedades elásticas dos rebites e dos materiais de fricção, foram definidos rebites com diferentes propriedades (aço 1010 e latão) e materiais compósitos de diferentes módulos de elasticidade (baixo, médio e alto). Para a determinação das características elásticas do material de fricção foi utilizada a flexão em três pontos (ASTM D 790) e a resistência à compressão (ASTM D 695). As propriedades elásticas de entrada dos modelos matemáticos dos materiais utilizados nos rebites foram retiradas da literatura. Para determinação da força de rebitagem, foi realizado o ensaio de rebitagem, desenvolvido para esta específica aplicação, assim como ensaios *quasi*-estáticos de compressão para o estudo e o entendimento dos modelos de inversão e colapso de tubos metálicos. Os resultados experimentais dos testes *quasi*-estáticos dos rebites mostraram boa correlação com os valores teóricos obtidos com a modificação das equações para inversão e colapso de tubos, mostrando a viabilidade de se utilizar a análise proposta para definição dos parâmetros de rebitagem.

ABSTRACT

This paper presents a study of the fastening process used for friction materials, which makes use of mathematical models of others authors applied to the inversion and collapse of metal tubes for understanding the deformation process of the rivet used in the riveting process of fragile materials. The rivets used are currently applied in the friction industry, and with different geometries that generates different compressive forces in the friction material. This work proposes a simplified equation to predict the necessary force to fastening commercial brake linings using the current riveting process. Starting from previous studies, the inversion and collapse equations were analyzed separately and were supplemented and adapted to the simulation of the riveting process, taking into account the various process variables, such as elastic properties and geometrical parameters of the rivets, as well as the development of a failure criterion to define the maximum force to be applied in the friction material, taking into account the elastic properties of the materials selected for this investigation. The failure criterion was based on the maximum deformation of the brittle material to be riveted when it undergoes an axial compressive force, taking into account the probability of failure of the material, using Weibull as statistical analysis procedure. The rivets used are currently applied in the friction industry, with different geometries that generate different distributions of compressive forces in the friction material. Regarding the riveting process, were used a pneumatic rivet gun that sets up a working pressure that is constant independent of the geometrical differences of rivets and rivet seat of the brittle material used. To evaluate the influence of the elastic properties of the rivets and friction materials, rivets with different properties (Steel 1010 and Brass) and composites with different elastic moduli (low, medium and high elastic modulus) were defined. For determining the elastic characteristics of the friction material was used the three bending point test (ASTM D 790) and compressive strength (ASTM D 695). The elastic properties of the rivet materials used as input for the model were removed from the literature. To determine the strength of riveting, a clamp test were was performed and developed for this specific application, as well as, static compression tests for the study and understanding of the model for inversion and collapse of metal tubes. The experimental results of the quasi - static tests of rivets showed good correlation with the theoretical values obtained with the modified equations for inversion and collapse of tubes, demonstrating the feasibility of using such analysis to define the riveting parameters.

1. INTRODUÇÃO

Na indústria automotiva, a área de materiais de fricção, bem como o estudo da tribologia do contato entre material de fricção e rotor (tambor de freio, disco de freio) no sistema de freio de roda tem uma importância técnica bastante significativa, visto que tem papel chave na segurança dos veículos partindo-se da premissa de que este sistema do veículo desempenha papel fundamental no controle de movimentos do mesmo. Ainda assim, o conhecimento básico dos mecanismos de fricção e contatos em microescala desde fenômeno é limitado [1].

As demandas no material de atrito são críticas e variadas. O coeficiente de atrito deve ser relativamente alto, dependente da aplicação, e principalmente estável nas condições de serviço do veículo. A estabilidade deve ser mantida independentemente da temperatura, umidade, envelhecimento, grau de desgaste e corrosão, presença de partículas de desgaste no par tribológico, ou presença de água no sistema de freio durante a frenagem [1].

Materiais de fricção são desenvolvidos e customizados de acordo com a aplicação de cada veículo desde os estágios iniciais do desenvolvimento dos automóveis, pois um único material nunca foi suficiente para atender a todas as demandas técnicas da indústria [2]. Usualmente se utiliza uma variedade grande de matérias-primas para a confecção do material de atrito, normalmente mais de 10 componentes, como forma viável de atender aos requisitos técnicos e econômicos envolvidos no projeto do sistema de freio, principalmente pelo fato do material de atrito ser considerado uma comodite no mercado internacional.

Os requisitos associados aos materiais de fricção em serviço dizem respeito à eficiência de frenagem, vibrações, ruído, resistência mecânica e resistência térmica. Além disso, todos estes aspectos trabalham dinamicamente em largas faixas de temperatura que vão desde a temperatura ambiente e podem superar 1000ºC em alguns casos, com variação de carga aplicada e de velocidades de deslizamento. Associam-se a isto a complexidade dos fenômenos tribológicos presentes em serviço e a sensibilidade ao envelhecimento térmico de várias das matérias-primas empregadas nas composições de materiais de fricção. Levando em conta o fator “custo”, que é imprescindível para a competitividade e sobrevivência no mercado, pode-se vislumbrar as dificuldades que envolvem o desenvolvimento de produtos para o mercado de materiais de fricção [3].

O engenheiro responsável pelo desenvolvimento do material de atrito deve ter, do ponto de vista de processo, conhecimentos da transformação química dos componentes e da processabilidade dos mesmos, e do ponto de vista da aplicação, conhecimentos do comportamento mecânico de materiais particulados (tensões termomecânicas envolvidas durante o processo de frenagem), do comportamento térmico das matérias-primas utilizadas que influenciam na aplicação, do comportamento tribológico do par "material de atrito/rotor" assim como das matérias-primas que em certo grau influenciam características e requisitos específicos para o processo de frenagem, tais como desgaste, ruído, e desempenho, assim como conhecimentos da montagem do sistema, tal como a rebitagem, que apesar da limitada bibliografia, tem um papel importante na manutenção da integridade do sistema de freio, de forma a garantir sua efetividade e a segurança do veículo, a dos passageiros e ambiente.

O processo de junta rebitada é um dos métodos mais eficientes de se fixar fortemente juntas de diferentes materiais (metais- metais, metais – compósitos, compósitos - compósitos) permanentemente [4]. Existem muitas vantagens em se utilizar tal processo, tal como a alta produtividade, eficiência mecânica da junta rebitada, assim como o baixo custo do processo. Entretanto, o processo de rebitagem mal dimensionado pode causar deformação superdimensionada dos rebites assim como dos substratos rebitados, afetando assim o desempenho da estrutura quanto à fadiga térmica e mecânica, gerando danos devido à deformação excessiva das contrapartes, que levam à geração de tensões residuais localizadas.

Tão crítico quanto a rebitagem de chapas metálicas, como o processo utilizado na indústria aeronáutica, é o processo de rebitagem de materiais de atrito no patim para a utilização nos sistemas de freio a tambor em veículos comerciais. Devido ao caráter frágil do material de atrito, o processo de rebitagem se traduz em um aspecto crítico do projeto do sistema de freio, visto que um processo de rebitagem mal dimensionado pode resultar em perdas de processo, além de gerar trincas e deformações na sede do rebite, levando à falha prematura da estrutura em aplicação.

A técnica de rebitagem é um processo industrial utilizado para fixar duas contrapartes. Com uma grande variação de opções em termos de tipos de rebites, o rebite maciço é mais amplamente conhecido, tendo o mesmo sido utilizado em artifícios que datam da Idade do Bronze, assim como modernas aeronaves [5].

Devido às constantes otimizações de custo/benefício do sistema de freio, ao aumento da velocidade, assim como o extensivo uso do sistema antitravamento de rodas (ABS), e do câmbio automático, a carga térmica imposta ao material de atrito tem se tornado cada vez mais

um parâmetro crítico no projeto do sistema de freio, aumentando a criticidade do processo de rebitagem fazendo do mesmo um parâmetro essencial no projeto. É necessário, dessa forma, maior entendimento das condições de contorno do processo de rebitagem e uma precisa definição dos limites mínimos de força que o rebite deve transferir para a junta rebitada, para que esta, mesmo com o constante aumento das forças de frenagem resultantes, possa garantir que não haverá movimento relativo entre as contrapartes.

A proposta do presente trabalho parte do desafio e da importância do processo de rebitagem acima destacado, onde se procura um maior entendimento dos processos de conformação do rebite durante a rebitagem, com o objetivo principal de prever, matematicamente a energia necessária que se deve ceder ao rebite e ao material de atrito sem que haja fratura de ambos, e que se tenha uma energia líquida retida na interface, chamada neste trabalho de força líquida de rebitagem, que deverá manter a fixação da lona ao patim até o fim de vida do material de atrito, independente das tensões e forças cisalhantes a serem aplicadas no sistema de freio.

A partir de modelos existentes na literatura para prever a energia necessária para inverter e colapsar tubos, estudos foram realizados considerando ambos os mecanismos de deformação como forma de prever a energia necessária para deformar o rebite até a geração da força líquida de rebitagem prevista. Além disso, foi definido também para este trabalho, um critério de falha para os materiais de atrito, através do qual se define a deformação máxima e a energia máxima ao qual o material de atrito poderá absorver durante o processo. A força líquida de rebitagem é uma função dos dois limites, deformação máxima da sede do rebite do material de atrito e da deformação aplicada ao rebite, e as forças envolvidas neste processo são dependentes das propriedades elásticas e plásticas dos materiais utilizados (rebites e materiais de atrito).

Com base nestas informações e nos modelos existentes para inversão e colapso de tubos, será proposto um equacionamento matemático simplificado que determine a energia líquida de rebitagem para a junção de materiais de atrito ao patim de freio, levando em consideração as propriedades dos materiais utilizados para tal junção.

Para validar a proposta do trabalho, serão caracterizados conforme testes específicos os rebites selecionados para os procedimentos experimentais, assim como os materiais de fricção (materiais de fricção utilizados atualmente pela indústria automobilística). Para validação do modelo simplificado será utilizado um teste específico para medir a força líquida de rebitagem de cada um dos materiais de fricção utilizados, considerando diferentes forças máximas de

rebitagem, como forma de validar tanto o modelo, quanto o critério de falha escolhido para este trabalho.

2. OBJETIVOS

O objetivo geral deste trabalho é apresentar um modelamento matemático simplificado das forças máximas envolvidas no processo de rebitagem para que se possa extrair a maior força líquida de rebitagem do processo, atingindo assim os requisitos de projeto, ou propondo, através de alterações de material ou geométrica, o atingimento de tais requisitos.

2.1. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Os objetivos específicos deste trabalho são:

- Fazer um estudo dos mecanismos de conformação aplicáveis para o entendimento da deformação dos rebites durante o processo;
- Determinar e medir as principais propriedades relacionadas com o equacionamento do processo de rebitagem, assim como validar a importância de tais propriedades;
- Fabricar os materiais compósitos para definição do critério de falha, assim como desenvolver testes específicos para entender os mecanismos de conformação dos rebites.
- Desenvolver um teste específico para validar o equacionamento matemático simplificado proposto com base em materiais e processo atualmente em uso pela indústria.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1. MATERIAIS COMPÓSITOS

Compósitos são materiais resultantes da mistura macroscópica de dois ou mais materiais, de modo a se produzir um novo material com propriedades que não seriam atingíveis por meios convencionais. Como exemplos, pode-se indicar fórmica, concreto e pneus reforçados com aço. As aplicações mais comuns para materiais reforçados com fibras são materiais estruturais onde a rigidez, resistência mecânica e baixa densidade são importantes. Raquetes de tênis, bicicletas e outros aparatos esportivos são fabricados atualmente em compósitos de fibra de carbono-epóxi que são resistentes, leves e apenas moderadamente caros [6].

Ainda há muita discussão sobre quais são os critérios que classificam um material compósito. Porém alguns critérios podem ser reconhecidos para que uma mistura multifásica possa ser considerada um compósito [7]:

- Os componentes devem ser insolúveis entre si;
- As propriedades do compósito devem ser superiores as dos componentes separados;
- Os componentes devem estar presentes em quantidade significativa, maior do que 5% em volume.

O processo de combinar dois materiais para formar um terceiro pode ocorrer de várias formas. Este conceito, na verdade, está longe de ser novo. Os materiais compósitos têm estado presentes no cotidiano da humanidade desde os tempos antigos. Os israelitas utilizavam tijolos reforçados com fibras vegetais já em 800 a.C. Os mongóis utilizavam arcos confeccionados com tendões de animais e seda artificial, unidos por meio de adesivos. Mesmo na natureza, a existência de estruturas como filamentos fibrosos embebidos em uma matriz é comumente observada, como o bambu, por exemplo [6].

Nesse tipo de compósito, as fibras de reforço estão envolvidas por uma matriz. As fibras geralmente são resistentes e rígidas, porém possuem ductilidade limitada. Por causa desta fragilidade, não seria possível construir uma estrutura apenas do material da fibra. A matriz, que sozinha não é muito resistente, tem duas funções principais no compósito. Ela atua como um meio de transferência de carga para as fibras, e a interface fibra-matriz deflete e para

pequenas trincas, assim tornando o conjugado mais hábil a resistir à trincas do que seus componentes constituintes.

A resistência e rigidez intrínsecas de um compósito podem ser controladas pela variação da fração, disposição e qualidade das fibras incorporadas na matriz. Esta habilidade de se controlar as propriedades do material em diferentes direções, combinada com a baixa densidade e facilidade de fabricação, fazem dos materiais compósitos uma escolha atrativa em varias aplicações.

3.2. MATERIAIS DE ATRITO

Materiais de atrito têm como função primária controlar a velocidade de um veículo, através da transformação da energia cinética proveniente do movimento em calor, via fricção. É parte vital dos sistemas de freio, e apresenta funções secundárias que complementam esse propósito, como resistência à corrosão, estabilidade nos níveis de atrito, alta durabilidade e baixa propensão à formação de trincas e vibrações (ruído) [3], [8].

Nicholson [9] no seu livro Facts About Friction, atribui a invenção do primeiro material formulado de modo a ser um material de atrito (já que anteriormente madeira e blocos de ferro fundido já eram usados em sistemas de freio) a Robert Frood, em 1897. O material era uma mistura de algodão com piche, que obteve ampla aplicabilidade nos freios de carroças e dos primeiros automóveis. Por volta da década de 20, foram desenvolvidos materiais moldados à base de amianto.

As fibras de amianto foram usadas em larga escala até a década de 1990, devido a sua ótima relação custo benefício. Porém a descoberta de malefícios causados pela inalação de amianto - a asbestose - acarretou em um movimento pela proibição da utilização desta matéria-prima, liderado pelo mercado europeu na década de 80 e ainda está em progresso em mercados como o norte-americano e o brasileiro.

Como alternativa aos materiais à base de amianto, três grandes famílias de materiais para pastilhas de freio foram desenvolvidas, principalmente devido aos mercados que impulsionaram tais desenvolvimentos: Os *semi-metallic* (Utilizado em veículos que requerem maior dissipação de calor), *low steel* (mercado europeu) e NAO (mercado japonês e americano). Materiais *semi-metallic*, contêm alta quantidade de metais ferrosos em sua composição, principalmente fibras de aço, em torno de 50% em massa. Já os *low Steel*, contêm no máximo 15% de metal em sua composição, e partem para o movimento mundial de se

reduzir ou até extinguir o uso de cobre. Materiais NAO (*non-asbestos organic*), como o nome diz, contêm uma quantidade alta de orgânicos, com algum sacrifício em desempenho de atrito e desgaste, porém propiciando um nível maior de conforto em relação a menores ocorrências de ruído e vibração.

Já os materiais para freios a tambor não possuem uma classificação tão detalhada, ainda sendo divididos em materiais com amianto e sem amianto. Porém para freios a tambor de automóveis de passeio, como o nível de solicitação térmica e mecânica é menor, se preza para composições com alto teor de elastômeros devido a questões relacionadas a ruído e atrito estático (freio de estacionamento).

Um material de atrito típico possui cinco tipos principais de componentes: Fibras, ligantes, atritantes, cargas minerais e lubrificantes [9]. A função de cada componente será descrita a seguir. É de bom senso que para diferentes aplicações, veículos e sistemas de freio, as proporções entre estes componentes varia.

❖ Fibras: Possuem duas funcionalidades principais: aumentar a resistência mecânica do compósito e auxiliar na compactação do material durante o processamento. Hoje caindo em desuso, o amianto combinava essas duas funcionalidades aliadas a um custo baixo. Atualmente, uma mistura de fibras é utilizada de modo a se obter propriedades satisfatórias como: fibra acrílica, fibra de carbono, limalha de latão, lã de cobre, lã de aço, fibra de vidro, lã de rocha, fibras vegetais [11], entre outras.

❖ Ligantes: São resinas termofixas que asseguram a integridade estrutural do compósito, aglomerando os outros componentes. A resina mais utilizada, por seu custo/benefício é a fenólica, porém há relatos na literatura de uso de resinas epóxi e poliéster, bem como blendas com elastômeros [12]. Contribuem em propriedades relacionadas ao desempenho em alta temperatura e desgaste.

❖ Atritantes: Geralmente são abrasivos cerâmicos adicionados de modo a se aumentar o coeficiente de atrito ou mantê-lo com o aumento da temperatura. São usados moderadamente de modo a se evitar o desgaste excessivo da contraparte metálica no par de atrito (disco ou tambor). Exemplos comuns: óxidos (Al, Fe, Mg) e Carbetos (SiC, TiC).

❖ Cargas Minerais: Objetiva baratear a formulação. Porém, algumas têm a função de estabilizar as propriedades de atrito, dispersando de modo homogêneo as outras fases do material. Exemplos podem ir desde barita (a mais comum das cargas) até o próprio material acabado moído ou restos de usinagem.

❖ Lubrificantes: É a contraparte dos atritantes. São empregados de modo a estabilizar os níveis de atrito e reduzir o desgaste. A maioria dos lubrificantes é à base de carbono (grafites naturais ou sintéticos com diferentes purezas) e sulfetos de molibdênio, antimônio, cobre-ferro, zinco, manganês, entre outros.

3.3. SISTEMAS DE FREIO

As principais funções do sistema de freio são [13]:

❖ Desacelerar o veículo até determinada velocidade (*snub*) ou até a parada (*full-stop*).

❖ Manter a velocidade do veículo constante, por exemplo, em um declive (*drag*).

❖ Manter o veículo parado em um declive (freio de estacionamento).

O processo de frenagem, seja por desaceleração do veículo, seja por manutenção da sua velocidade em descida de rampa, envolve conversão de energia cinética e/ou potencial em calor. Se por alguma razão, parte desta energia for convertida em energia sonora, ao invés de unicamente em térmica, caracteriza-se o problema de ruído.

Conforme esquematizado na Figura 3.1, um sistema de freio de um veículo é composto das seguintes partes principais:

❖ Sistema de acionamento, no caso do exemplo, representado pelo pedal de freio.

❖ Sistema de energização, onde a força aplicada no pedal é multiplicada através de um sistema hidráulico ou pneumático (servo freio).

❖ Sistema de transmissão de energia consiste de todos os componentes pelos quais a energia gerada para a aplicação do freio é transmitida, desde o servo freio até o freio da roda. No caso do exemplo da figura, corresponde ao circuito hidráulico composto pela tubulação metálica e flexível por onde o fluido de freio transmite a energia de frenagem para o freio.

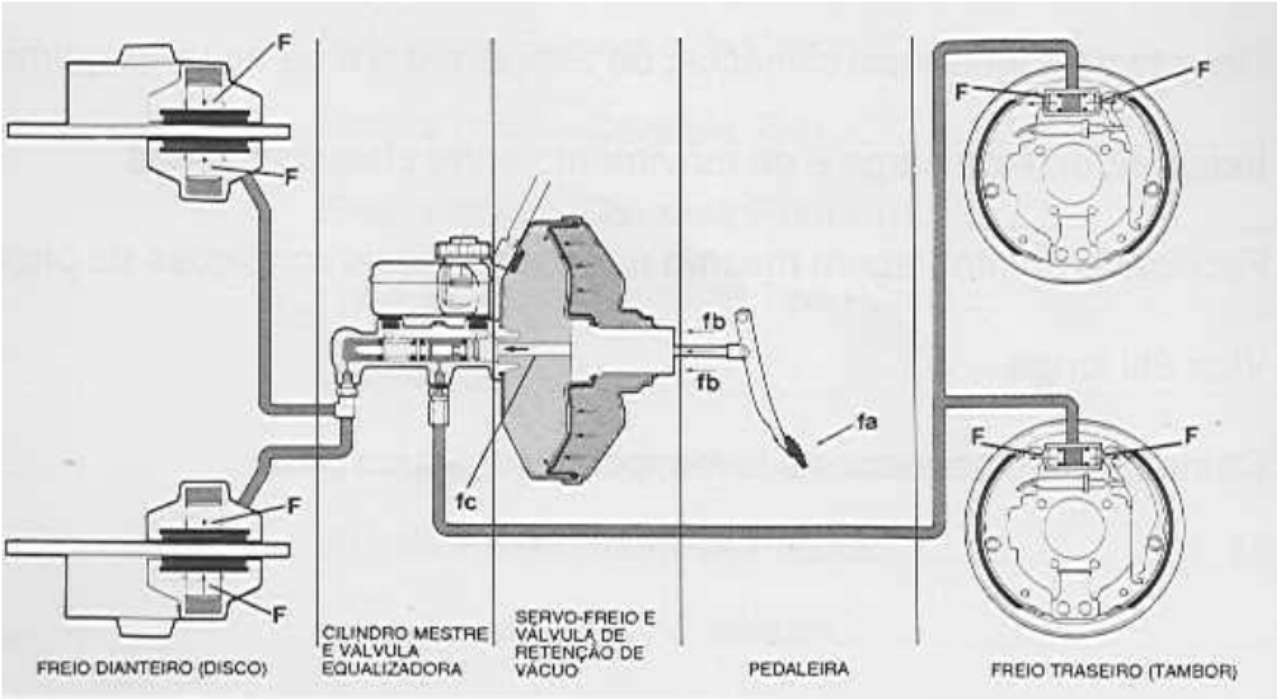

Figura 3.1 – Sistema de freio de veículos comerciais[13].

➢ Freio da roda: é a parte final do sistema de freio, o mecanismo que coloca o par de atrito em contato sob pressão para gerar as forças de frenagem. Dois tipos principais de freio podem ser identificados em veículos automotores, classificados segundo a sua construção em:

❖ Freios a tambor: caracterizados pelo uso de sapatas de freio com material de atrito que é pressionada radialmente contra um tambor de freio, geralmente de ferro fundido. A Figura 3.2 ilustra o freio a tambor para veículos comerciais.

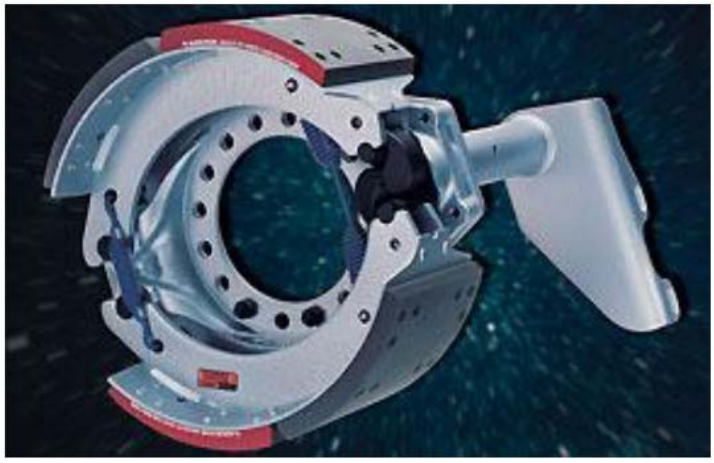

Figura 3.2 – Freio a tambor utilizado em veículos comerciais [13].

❖ Freios a disco: pastilhas de freio (com material de atrito) são pressionadas axialmente contra um disco de freio. A Figura 3.3 ilustra um conjunto de freio a disco/cavalete/pastilhas.

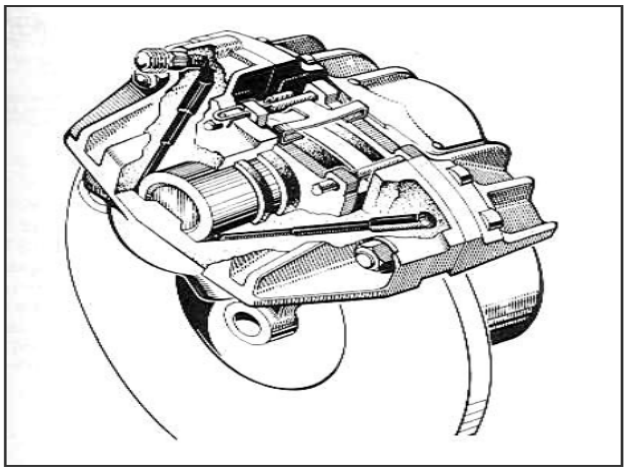

Figura 3.3 – Freio a disco utilizado em veículos leves e comerciais [13].

3.4. DINÂMICA DE FRENAGEM

Para melhor entender os requisitos a que os materiais de atrito são submetidos, faz-se necessário analisar o comportamento térmico e mecânico presente durante o processo de frenagem do veículo.

Toda a energia que o veículo gera durante a frenagem é transformada em calor que é provocado pela interação física em escala microscópica, através da interação entre as asperezas das superfícies, que produzem energia térmica através do trabalho realizado entre o material de atrito e o disco/tambor de freio [14], [15].

A geração de calor se comporta de forma não uniforme entre as superfícies de contato, isto se deve ao fato de que a temperatura pontual gerada é proporcional à pressão de contato naquele ponto. Sendo que a pressão de contato sofre influências do desgaste, da geometria da pastilha/lona de freio, da posição do pistão de freio em relação à pastilha/lona, das deformações da pastilha/lona e do disco/tambor de freio, e da temperatura do sistema e da carga imposta ao sistema de freio (pressão hidráulica do sistema gerada pelo motorista) [16], [17].

A Figura 3.4 mostra um exemplo de como se comporta a pressão de contato em uma lona de freio. Esta pressão é dependente das variáveis dimensionais do freio, posição da lona o

ponto e que a sapata primária (linhas em azul), apresenta um perfil de maiores pressões, e conseqüentemente, maiores forças de cisalhamento.

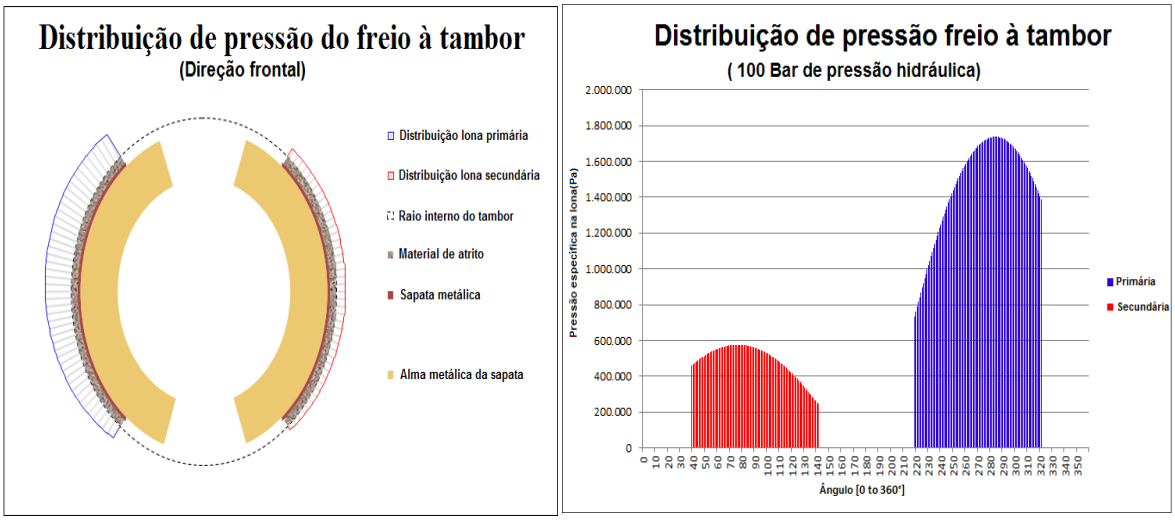

Figura 3.4 – Distribuição de forças em freios a tambor de veículos leves durante a frenagem [Cortesia Fras-le].

Os pontos de maior pressão podem ser correlacionados com os pontos onde a maior força cisalhante atua, podendo assim avaliar, através do torque gerado na condição mais crítica (maior pressão de contato) qual será a força máxima imposta ao material de atrito em diferentes direções. A temperatura crítica do material de atrito pode ser considerada no projeto, através das forças máximas às quais o mesmo deverá suportar nestas temperaturas.

O fluxo de calor depende das propriedades físico-químicas dos materiais, do disco/lona de freio e da capacidade do freio de armazenar e dissipar o calor gerado, que está relacionada ao volume, da massa dos elementos que compõem o sistema, da densidade destes componentes e de sua capacidade calorífica.

3.5. PROCESSO DE REBITAGEM

A análise do processo de rebitagem é bastante complexa devido ao comportamento não-linear das diferentes interações geométricas existentes, do comportamento termomecânico da junta, do comportamento inelástico dos materiais, das condições de contato nas superfícies de contato, além das diferentes condições de contorno envolvidas [18].

Poucos pesquisadores trabalham e vistoriam linhas de montagens para entender as complicações e as variáveis envolvidas com o processo de rebitagem. O processo de rebitagem em materiais de fricção é muito pouco pesquisado, comparado com outros setores da indústria, tal como o aeronáutico e o automobilístico, onde usualmente a rebitagem destina-se à junção de chapas metálicas. O processo de rebitagem de materiais de fricção, apesar de pouco pesquisado e de haver pouca literatura envolvendo o assunto, é de extrema importância, visto que representa um parâmetro crítico para um sistema de segurança, tal como o sistema de freio.

Na indústria de freios para veículos comerciais existe um grande consenso que a atenção cada vez mais deva ser concentrada na garantia de que as lonas estão seguramente fixas nas sapatas de freio, pois a maioria das falhas de performance podem ser rastreadas diretamente para os parâmetros definidos nas linhas de montagem.

Está se tornando cada vez mais claro que o parâmetro crítico no processo de rebitagem está ligado à existência ou não de movimento relativo entre lona e patim, ou seja, a lona deve estar tão fortemente fixada, para que nunca haja o movimento relativo, até o fim da vida da lona. Em outras palavras, toda força de cisalhamento imposta à lona durante a operação do freio deve ser balanceada pela força de atrito contrária imposta entre a lona e o patim, existindo assim uma força de cisalhamento resultante entre as contrapartes. Sendo assim, a principal função do rebite é gerar forças de rebitagem líquidas que compensem esta força de cisalhamento resultante, garantindo a fixação da lona, sem que haja necessidade do preenchimento do furo da lona, devido aos mecanismos de deformação do rebite. Este processo é empregado atualmente, pois se acredita que mesmo com a aplicação da força de rebitagem, a existência de folgas entre a parede do furo do material de atrito e o rebite não são desejáveis.

Materiais de atrito modernos trabalham bem se são corretamente fixados ao patim, mas as tolerâncias existentes com o uso de materiais de atrito com amianto não são mais aplicáveis. Um exemplo disto, é que se houver movimento relativo o mesmo é restrito pela parede do rebite, e com a utilização dos materiais modernos, que são mais suscetíveis à perda de resistência mecânica com a temperatura, o que leva rapidamente a falha do material de atrito. Mesmo que a força restritante seja dividida igualmente por todos os rebites, as áreas de contato entre o material de atrito e o rebite serão extremamente pequenas, havendo assim um aumento localizado das forças, ou seja, todo torque imposto pelo freio deverá ser suportado pela resistência à compressão da sede do rebite, conforme pode ser visto na figura 3.5.

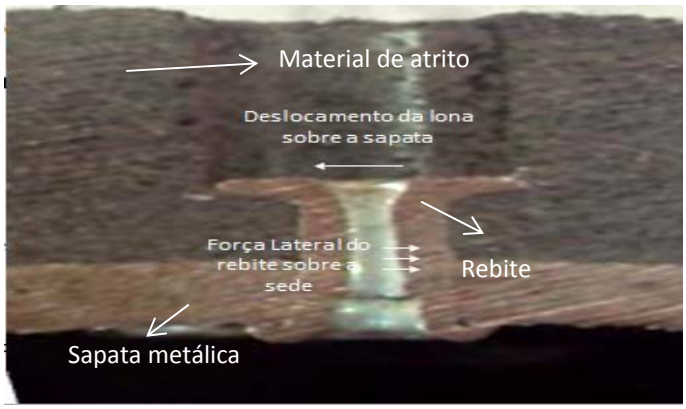

Figura 3.5 – Exemplo das forças impostas sobre a sede do rebite durante o processo de frenagem [Cortesia Fras-le]

O movimento da lona a principio não é o único problema. Mesmo com a lona fortemente fixada ao patim, forças localizadas podem ser geradas através de um número grande de fatores [19]:

a) Se o centro do furo do rebite não estiver perfeitamente alinhado ao centro do furo do patim (o rebite após sofrer deformação), haverá concentração de tensão em uma região específica da sede do rebite.

b) Se o mecanismo principal de deformação do rebite for o aumento do diâmetro, o mesmo poderá exercer forças extremamente altas na parede do furo do material de atrito, levando assim à geração de trincas, e perdas nas forças de rebitagem líquida aplicadas.

c) Se não houver um alinhamento entre o punção que aplica a força e punção responsável pela inversão no processo de rebitagem, poderá haver o colapso da parede do rebite, gerando assim concentração de tensões em um lado da parede do furo no material de atrito.

Se algum destes problemas ocorrerem durante o processo, mesmo com todos os furos preenchidos e fixados, a pré-carga imposta ao material de atrito poderá ser tão alta, que poderá falhar quando for submetido a forças cisalhantes normais da operação do sistema de freio.

Durante o *setup* do processo de rebitagem, da força total imposta ao processo, um quarto é imposto para a deformação do rebite, e três quartos são impostos ao material de atrito. Ou seja, com a ocorrência de alguns problemas citados acima, devido ao *setup* convencional na indústria de freios ser a altura final de rebitagem, a força imposta no processo poderá ser maior caso haja necessidade de compensar deformações, havendo assim um consequente aumento na força imposta ao material de atrito [19].

O mais preocupante é que para cada 1% de variabilidade na força imposta pelo processo de rebitagem, existe 2 % de variabilidade na força imposta ao material de atrito. Ou seja, por menor que seja a variação no forças de *setup* do processo, as mesmas podem causar tanto a falha prematura devido às trincas e às altas tensões residuais impostas, quanto não gerar força mínima necessária de força de rebitagem líquida, definida em projeto [19].

Para que haja uma melhoria do processo, os rebites utilizados devem possuir especificações restritas quanto a variações geométricas e paralelismo, assim como das características metalúrgicas, tais como dureza e taxa de encruamento, como forma de evitar que o rebite trinque após o processo de inversão, ou flambe gerando os problemas acima citados.

3.6. FIXAÇÃO POR COLAPSO AXISSIMÉTRICO

O colapso de tubos sob uma força axial é um importante assunto sob o ponto de vista da segurança, como por exemplo, no projeto de suportes para reatores nucleares, dispositivos para absorção de energia, colunas de direção colapsáveis e cargas soltas pelo ar, etc [20]. Por exemplo, no *design* de reatores nucleares que possuem células de combustíveis verticais, é necessário se precaver quanto a quedas acidentais de componentes que podem danificar as células. Como forma de prover um dispositivo para absorção de impacto se utiliza tubos cilíndricos finos que se conformam no sentido do comprimento com a queda de algum componente. Entretanto, é necessário determinar a relação entre a geometria do cilindro e resistência de carregamento necessária [20].

Em anos recentes, muita atenção tem sido focada no *design* de estruturas de mísseis aeroespaciais [21,22]. Foi visto que estruturas de paredes finas exibem uma força favorável sobre diferentes razões de cargas. Entretanto, elas também são bastante favoráveis a conformações instáveis. Desde o início da era espacial diversos trabalhos tenham sido publicados na area da instabilidade de cascas. Em geral o tanque propulsor de aeronaves espaciais, por exemplo, não só devem suportar as pressões internas, mas também as forças durante o transporte e forças durante o levantamento na estação de lançamento, forças devido ao vento durante o lançamento assim como outras forças dinâmicas durante o voo. Este problema se torna ainda mais sério, particularmente, se o fundo do tanque estiver vazio e despressurizado. Entretanto é essencial determinar a força de carregamento axial nestas circunstâncias.

Diversos trabalhos, teóricos e experimentais, foram conduzidos nesta area, os quais incluem também as características de colapso de estruturas frontais em automóveis [23]. Vários tipos de configurações de estruturas foram estudados, como quadradas [24], circulares [25] e finas [26]. O fator importante nestes estudos foi os modos de deformação quando a força x tempo é especificada, como por exemplo, baixas e altas taxas de carregamento são utilizadas [27]. Hart- Smith [28] desenvolveu teorias lineares e não-lineares completas para a deformação infinitesimal de cascas finas. Estas teorias foram derivadas pela integração de equações clássicas de deformação infinitesimal no equilíbrio para três corpos através da espessura da casca conforme hipótese de Kirchoff – Louvre de zero força cisalhante. As equações de equilíbrio para cascas finas se diferem das equações clássicas para cascas finas em relação às quais tensões duplas estão envolvidas, assim como , a ausência de tensões cisalhantes resultantes.

A complexidade da estrutura dita que uma técnica analítica deve ser desenvolvida para estruturas simples, para que depois, seja estendida para mais complicadas configurações.

O modo de colapso quando um tubo fino é submetido a uma força axial depende da geometria e das propriedades do material. Existe uma variedade de forças de colapso, como por exemplo, diamante, assimétrica (concertina), e em coluna (Euler). A figura 3.6 apresenta estas 3 possibilidades.

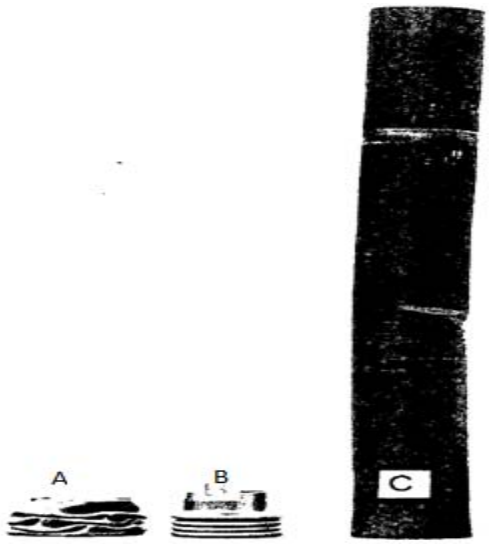

Figura 3.6 - Modos de colapso existentes (A- Diamante; B Colapso axissimétrico; e C- Coluna de Euler) [20].

No presente trabalho, somente o colapso axissimétrico será considerado. No trabalho realizado por Al-Qureshi [29], cargas de pré e pós-colapso podem ser definidas aproximadamente usando o limite superior de energia para deformação, ou o princípio do trabalho virtual, o trabalho consumido, o qual define que o trabalho realizado é dado segundo a Equação 3.1:

$$W_t = P.u < \int_v \bar{\sigma}.\bar{\varepsilon}.dV + \int_s \tau.U^*.dS \qquad \text{Equação 3.1}$$

onde dV é o volume de um elemento, U* é a velocidade descontínua ao longo da superfície S e τ_s é a tensão de cisalhamento ao longo de S.

Uma técnica de limite superior similar à usada por Alexander [30] foi utilizada para o modelo. Entretanto o efeito do endurecimento do tubo do metal foi levado em conta. Os trabalhos plásticos envolvidos na análise são:

a) Trabalho de deformação ($\dot{W}b + \dot{W}ex$).

b) Trabalho envolvido com forças externas ($\dot{W}a$)

Da definição da teoria de limite superior, $\Sigma\ W = 0$, se estabelece a interdependência dos parâmetros de processo. Então, a equação para a carga de colapso é resolvida como uma função das propriedades mecânicas, do encruamento do tubo e da geometria do tubo, assim como outras variáveis críticas definidas.

A análise trata o caso onde superfícies descontinuadas são inexistentes, assim a segunda integral na Equação 3.1 é igual à zero. Assim o trabalho necessário para criar o modo de colapso em concertina (Figura 3.7) é basicamente composto de flexão e expansão de elementos retos do tubo.

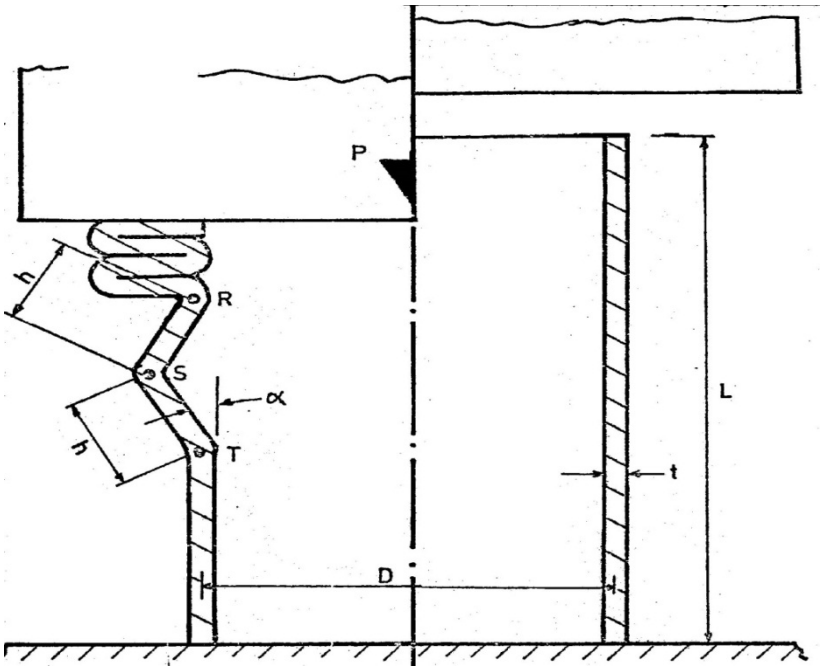

Figura 3.7 – Figura ilustrativa do processo de conformação assimétrico [20].

A análise é limitada para problemas que envolvem deformações planas, logo, a espessura do tubo se assume como constante. Como uma simplificação posterior, deformações elásticas e o efeito Bauchinger foram desconsiderados. A relação tensão-deformação para o material em questão é dada pela Equação 3.2:

$$d\overline{\sigma} = A.(\overline{\varepsilon})^n \qquad \text{Equação 4.2}$$

A forma geral da concertina, na verdade, é enrugada. Porém, por simplicidade assume-se que a mesma consiste de três dobras ou junções plásticas, onde as rotações de dois elos rígidos tomam o lugar. A razão da dissipação de energia nas dobras *T* e *R* (vide Figura 3.7) é M_P/h e *S* tem o dobro desse valor. Por essa razão, o incremento total de trabalho plástico feito no colapso nas três dobras circulares é dado pela Equação 3.3:

$$dW_b = 4.M_P.H.d\alpha \qquad \text{Equação 3.3}$$

onde $d\alpha$ é o incremento da variação do ângulo α, e M_P é o momento do colapso plástico por unidade de comprimento circunferencial da dobra, dado pela Equação 3.4:

$$M_P = 2.\int_0^{t/2} y.\overline{\sigma}.dy \qquad \text{Equação 3.4}$$

Da Equação 3.2 e para $\varepsilon = y/2R$, onde y é a distância do eixo neutro, e R é o raio de curvatura da linha neutra curva da viga, de espessura b. Através de simples integração e manipulação tem-se, para vigas estreitas, a Equação 3.5.

$$M_P = \frac{\overline{\sigma}.t^2}{2.(n+2)} \qquad \text{Equação 3.5}$$

Assim, para o caso esforço plano (espessura = 0), e usando a relação de Levy-Misses, obtém-se a Equação 3.6:

$$\overline{\sigma} = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot Y \qquad \text{Equação 3.6}$$

Então, a Equação 3.5 pode ser escrita na forma da Equação 3.7.

$$M_P = \frac{Y.t^2}{\sqrt{3}.(n+2)} \qquad \text{Equação 3.7}$$

O comprimento circunferencial médio da dobra (H) é dado pela Equação 3.8:

$$H = \pi.(D + 2h.sin\alpha) \qquad \text{Equação 3.8}$$

Das Equações 3.3, 3.5 e 3.8 o incremento do trabalho feito no dobramento pode ser expresso como a Equação 3.9.

$$dW_b = \frac{4t^2.Y.\pi.(D + 2h.sin\alpha)d\alpha}{\sqrt{3}.(n+2)} \qquad \text{Equação 3.9}$$

O arco de esforço na Engenharia para a mudança de ângulo de α para $\alpha + d\alpha$ é dado pela Equação 3.10, a partir da Equação 3.8.

$$e_e = \frac{2h.d\alpha.\cos\alpha}{(D + 2h.sin\alpha)} \qquad \text{Equação 3.10}$$

e o arco de esforço natural, dado pela Equação 3.11.

$$d\bar{\varepsilon}_b = \ln\left(1 + \frac{2h.\cos\alpha.d\alpha}{D + 2h.sin\alpha}\right) \qquad \text{Equação 3.11}$$

Para não haver mudança de espessura, o esforço representativo ($d\bar{\varepsilon}$), para volume constante segue a Equação 3.12:

$$d\bar{\varepsilon}_b = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \ln\left(1 + \frac{2h.\cos\alpha.d\alpha}{D + 2h.\sin\alpha}\right) \qquad \text{Equação 3.12}$$

O incremento total do trabalho na expansão (dW_{ex}) é obtido das Equações 3.1, 3.8 e 3.12. Logo:

$$dW_e = \frac{4}{\sqrt{3}}.Y.h.t.\pi.(d + 2h.sin\alpha).\ln\left(1 + \frac{2h\cos\alpha.d\alpha}{D + 2h.sin\alpha}\right) \qquad \text{Equação 3.13}$$

que para um pequeno e_e, representado pela Equação 3.10, a Equação 3.13 se reduz à Equação 3.14:

$$dW_e = \frac{8}{\sqrt{3}} \cdot h^2.t.Y\pi.\cos\alpha.d\alpha \qquad \text{Equação 3.14}$$

Consequentemente, o trabalho total em um colapsamento é dado pela soma das Equações 3.9 e 3.14, resultando na Equação 3.15 ou Equação 3.16.

$$W_t = \int_0^{\alpha} (dW_b + dW_e) \qquad \text{Equação 3.15}$$

$$W_t = \frac{4.Y.t^2.\pi}{\sqrt{3}.(n+2)}\left|D.\alpha - 2h.\cos\alpha + 2h\right| + \frac{8}{\sqrt{3}} \cdot h^2.Y.t.\pi.sin\alpha \qquad \text{Equação 3.16}$$

Além disso, o trabalho feito por uma força externa deve ser igual a W_T dado a partir da Equação 3.1, resultando na Equação 3.17

$$W_a = \int_{\sigma}^{\alpha} 2h.P.\cos\alpha.\alpha = 2P.h.sin\alpha \qquad \text{Equação 3.17}$$

Pelo equacionamento da inclusão do trabalho interno para o trabalho interno total, no colapso de uma dobra, portanto, pelas Equações 3.16 e 3.17, a média da carga de compressão axial (P) pode ser expressa pela Equação 3.18:

$$\frac{P}{Y} = \frac{2\pi t^2}{\sqrt{3}(n+2)}\left|\frac{D\alpha}{h.sin\alpha} - 2\cot g\alpha + 2\cos ec\alpha\right| + \frac{4h.t\pi}{\sqrt{3}} \qquad \text{Equação 3.18}$$

O valor crítico de (h) para dar um mínimo valor de carga de colapso (P_{pr}) pode ser obtido por $dP/d\alpha = 0$, portanto a Equação 3.18 reduz-se à Equação 3.19:

$$h = \frac{(\alpha.\cos\alpha - sin\alpha)}{2(1-\cos\alpha)}D \qquad \text{Equação 3.19}$$

Substituindo esse valor na Equação 3.18, tem-se a Equação 3.20

$$\frac{P}{Y} = \frac{2\pi t}{\sqrt{3}}\left|\frac{(\alpha.\cos\alpha - sin\alpha)}{1-\cos\alpha}\right| + \frac{4\pi.t^2(1-\cos\alpha).(\alpha+\alpha.\cos\alpha - sin\alpha)}{\sqrt{3}.(n+2).(\alpha.\cos\alpha - sin\alpha).s.n\alpha} \qquad \text{Equação 3.20}$$

Considerando a Equação 3.19, é fácil perceber que o valor máximo de (h) é para $\alpha=\pi/2$, o que transforma a Equação 3.19 na Equação 3.21.

$$h_{cr} = \frac{1}{2}D \qquad \text{Equação 3.21}$$

E também, diante das mesmas condições de carga de pré-colapsamento pode se reduzir a Equação 3.20, o que resulta na Equação 3.22.

$$\frac{P_{pr}}{Y} = \frac{2\pi t.D.t}{\sqrt{3}} + \frac{4.154}{(n+2)}t^2 \qquad \text{Equação 3.22}$$

A Equação 3.22 descreve a carga máxima (carga inicial de colapso) que pode ser sustentada antes de completar o colapso do cilindro. Depois de iniciado o colapso, geralmente a carga diminui, mas o colapsamento continua no resto do cilindro tubular. Isso é chamado de carga pós-colapso. Neste caso, o valor crítico de (h) é dado por um valor que faça minimizar P. Portanto, para $dP/dh = 0$, a Equação 3.18 produz a Equação 3.23:

$$h = \sqrt{\frac{\alpha.D.t}{2(n+2).sin\alpha}} \qquad \text{Equação 3.23}$$

Para $\alpha=\pi/2$, a Equação 3.23 transforma-se na Equação 3.24:

$$h_{cr} = \frac{0{,}886}{\sqrt{n+2}}\cdot\sqrt{D.t} \qquad \text{Equação 3.24}$$

Das Equações 3.18 e 3.24, e usando $\alpha=\pi/2$, tem-se a Equação 3.25:

$$\frac{P_{ps}}{Y} = \frac{12{,}858}{\sqrt{n+2}} \cdot t^{3/2}.D^{1/2} + \frac{7{,}255}{(n+2)} \cdot t^2 \qquad \text{Equação 3.25}$$

Logo, as Equações 3.22 e 3.25 são evoluções para estimativas de carga de pré e pós-colapsamento respectivamente, visto na Figura 3.6. Se ocorresse de outra maneira, o colapsamento seria interno, ou seja, uma inversão. Então a carga axial média pode ser obtida para esse caso usando $H = D - 2h.sin\alpha$, e repetindo as mesmas análises, analogamente serão obtidas as mesmas equações, 3.22 e 3.25.

A deformação verdadeira é difícil de ser prevista e aproximada, então os segundos termos das Equações 3.22 e 3.25 são considerados pequenos em comparação com os primeiros. Portanto, essas equações se reduzem a Equação 3.26:

$$\frac{P_{pr}}{Y} = \frac{2\pi t.D.t}{\sqrt{3}} \qquad \text{Equação 3.26}$$

e

$$\frac{P_{ps}}{Y} = \frac{12{,}858}{\sqrt{n+2}} \cdot t^{3/2}.D^{1/2} \qquad \text{Equação 3.27}$$

ou

$$P_{ps} = K.Y.t^{3/2}.D^{1/2} \qquad \text{Equação 3.28}$$

onde

$$K = \frac{12{,}858}{\sqrt{n+2}} \qquad \text{Equação 3.29}$$

Claramente então, as Equações 3.26 e 3.28 são as simplificações finais das expressões para prever a carga de pré e pós-colapsamento, respectivamente.

Além do mais, para casos especiais, o material é assumido rígido e perfeitamente plástico, isto é, $n = 0$, então a Equação 3.28 torna-se:

$$P_{ps} = 9{,}09.Y.t^{3/2}.D^{1/2} \qquad \text{Equação 3.30}$$

A qual é similar a equação derivada por Alexander[37] :

$$P_{ps} = 6{,}08.Y.t^{3/2}.D^{1/2} \qquad \text{Equação 3.31}$$

onde Y é a constante de resistência do material, retirada da curva tensão deformação real.

3.7. FIXAÇÃO POR INVERSÃO EXTERNA

É usual quantificar a máxima expansão circunferencial que pode ser executada na base do um cilindro tubular de metal. Quando sua diminuição não ocorre, que é de aproximadamente 25% a 30%, a expansão circunferencial aumenta de acordo com as propriedades do material. Em expansões hidráulicas, a diminuição longitudinal do tubo é geralmente pequena e é válida para estiramento puro. Se, porém, um novo material é colocado no espaço da matriz, a carga para sua conformação diminui num processo análogo ao do estampamento profundo. Expansão circunferencial de 100% pode ser obtida sem o afinamento da parede do tubo, através de uma alta pressão enquanto se aplica a carga axial. Esses métodos apresentam dificuldades de projetos, e problemas de operação na forma de lacres de alta velocidade e ferramentas com falhas por fadiga. Borrachas (elastômeros), explosivos, dispositivos eletro hidráulicos ou eletromagnéticos são alternativa para produzir a alta pressão [38].

3.7.1. PROCESSO AL - HASSANI

Al-Hassani e coautores propõe o método de inversão de tubos de paredes finas como forma mais simples e prática de se conseguir maiores expansões circunferenciais dos mesmos sem problemas de instabilidades e deformações em tração que foram encontradas em outros processos [31].

Basicamente este processo consiste no princípio que a parede interna do tubo passava, após a inversão a ser a parede externa, devido a uma carga axialmente distribuída sobre a direção transversal do tubo e sobre o raio da matriz. Para um tubo de dadas dimensões o deslizamento sobre a superfície curva da matriz implica em aumento do diâmetro, diminuição do comprimento e nenhuma variação na espessura da parede. Variando-se o raio, pode-se ter flambagem para pequenos raios, inversão para uma dada faixa de raios, e finalmente a fratura na ponta do tubo para grandes raios.

Existe, porém um raio crítico, cujo valor não depende do material em estudo. Por outro lado, a fratura na parede do tubo depende fortemente do grau de encruamento do material, uma vez que grandes raios provocam uma diminuição gradativa da parede do tubo, por tração, levando à fratura.

Al-Hassani propôs um modelo matemático que se assemelha às condições experimentais. Para simplificar os cálculos, fez severas limitações baseadas nas seguintes hipóteses que estabeleceu:

a) A parede do tubo permanece constante, $\varepsilon_t = 0$ (condição de deformação plana);

b) O processo envolve dobramento, estado biaxial de tensões e redobramento;

c) Não existe efeito Bauschinger, dobramento ou flambagem;

d) O atrito entre a parede do tubo e a superfície da matriz é desprezível (μ=0);

Estas hipóteses tornam o modelo de Al-Hassani inaplicável para condições de alto atrito, onde seus valores são bem diferentes dos valores experimentais. No caso de quase ausência de atrito, boa ou excelente lubrificação da matriz, os resultados teóricos e os práticos apresentam boa correlação (com erros entre 10 e 20 %).

3.7.2. TEORIA MODIFICADA DA INVERSÃO (MORAES – AL'QURESHI)

Baseado no trabalho de Al-Hassani, procurou-se desenvolver o processo de inversão de tubos para outros materiais (cobre e latão), e estudar através de análises práticas e teóricas os efeitos dos diversos parâmetros ótimos para a inversão.

Através deste estudo, desenvolveu-se uma nova teoria para o processo, onde se levou em conta o atrito, que através dos resultados experimentais apresentou ter grande influência, especialmente em condições de alto atrito. Por outro lado encontrou-se que o limite superior de inversão, onde se inicia a fratura, depende muito do limite de escoamento do material, e não tanto do grau de encruamento, conforme Hassani [31].

A comparação entre materiais recozidos e trabalhados mostra que um baixo limite de escoamento provoca a flambagem, mesmo utilizado uma matriz com o raio crítico, pois neste caso a carga de inversão é superior à carga crítica para a flambagem e o material entra em colapso. A relação entre o limite de carga e a relação raio/diâmetro para a ocorrência da flambagem, inversão ou fratura pode ser visualizada na Figura 3.8.

Quando tubos de paredes finas são carregados por ferramentas apropriadas, que aplicam uma carga compressiva, a parede do tubo desliza na matriz, de acordo com a Figura 3.9. Durante o curvamento, o tubo se estira e se torna inflexível, sendo que o esforço crítico circunferencial depende da geometria e das condições de atrito entre tubo e matriz.

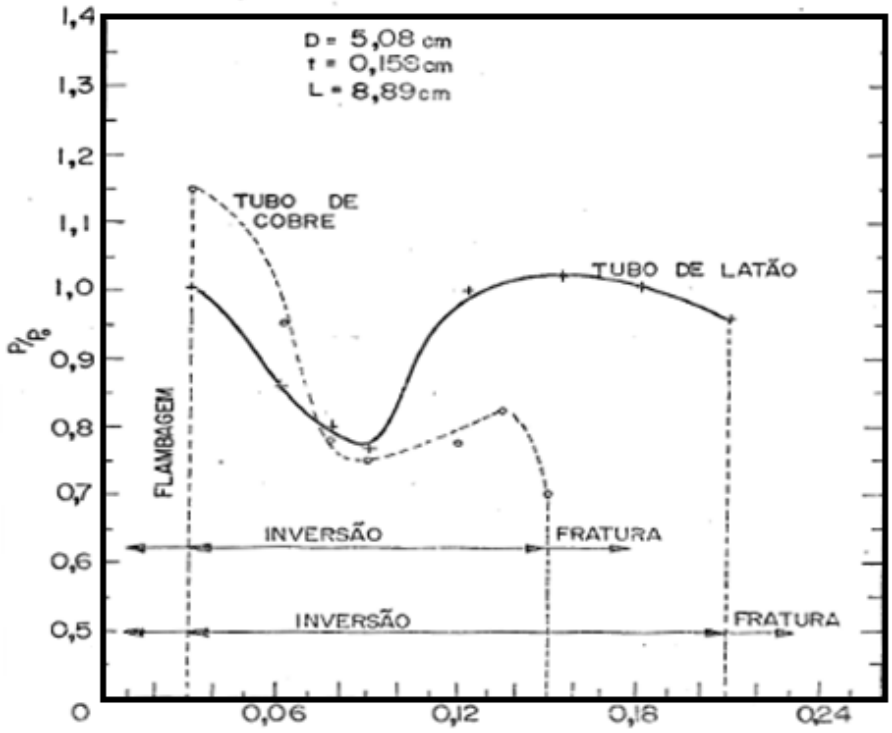

Figura 3.8 – Limites entre carga e raio/diâmetro de tubos para a ocorrência de flambagem, inversão ou fratura determinada por Moraes e Al Qureshi para tubos de cobre e latão [31].

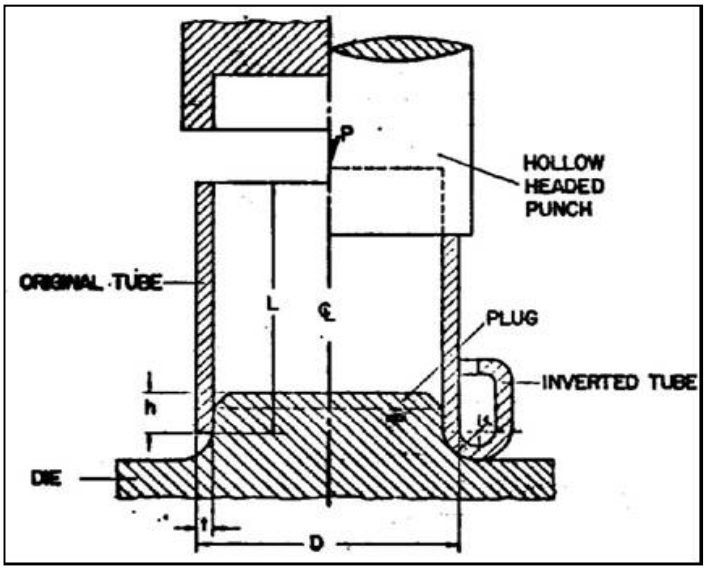

Figura 3.9 – Processo de inversão externa de tubos [31].

A energia envolvida na operação foi estimada, incluindo a participação do atrito utilizando os seguintes preceitos:

a) Trabalho de deformação ($W_b + W_{ex}$);

b) Trabalho envolvendo forças de retorno ou forças externas (W_a);

c) Perdas de atrito devido ao atrito entre o tubo e a matriz (W_f).

Considerando o balanço de energia igual a zero (ΣW=0), estabelece-se assim uma interdependência entre vários processos. Para simplificar a obtenção da carga estacionária de compressão necessária para manter a inversão do tubo, que pode ser expressa pela Equação 3.1 da tensão, $\overline{\sigma} = A.\varepsilon^{-n}$, para isso, as seguintes considerações foram feita:

a) A mudança da espessura da parede em qualquer momento da inversão é menor; consequentemente, o esforço na espessura é igual à zero, isto é, condição de esforço plano.

b) Efeitos de borda, colapsamento, e rompimento são desconsiderados;

c) A matriz é considerada um corpo rígido e a geometria é mostrada na Figura 3.9;

d) Para um salto de energia, o contato entre a superfície do tubo e a matriz, se considera a velocidade das superfícies descontínuas;

e) O atrito entre a matriz e a face da peça é definido por Coulomb, o que implica que o coeficiente de atrito é constante. Efeito de solda é desconsiderado.

Então, o balanço de energia é expresso pela Equação 3.32.

$$W_b + W_e + W_f - W_a = 0 \qquad \text{Equação 3.32}$$

Onde a energia consumida no dobramento é dada pela Equação 3.33.

$$W_b = \frac{\pi D.t.u.A.}{(n+1)}\left(\frac{t}{\sqrt{3}.r}\right)^{n+1} \qquad \text{Equação 3.33}$$

A energia consumida pela expansão do tubo se reduz a:

$$W_e = \frac{\pi D.t.u.A.}{(n+1)}\left(\frac{8.r}{\sqrt{3}.D}\right)^{n+1} \qquad \text{Equação 3.34}$$

Ao longo da superfície de contato, a energia consumida devido a perdas por atrito é dada por:

$$W_f = \frac{\pi D.A.\mu.u}{(n+1)} \cdot \left[\frac{h}{\sqrt{3}} + \frac{\pi}{2\sqrt{3}} \cdot \left(r + \frac{2r^2}{D}\right)\right] \cdot \left[\frac{4r}{\sqrt{3}D}\right]^{n+1} \qquad \text{Equação 3.35}$$

Finalmente, a energia aplicada é dada por:

$$W_a = P.u \qquad \text{Equação 3.36}$$

Equacionando a entrada do trabalho externo com o salto de energia, a solução para o carregamento de inversão é obtida através das Equações 3.32 a 3.36, e pode ser expressa pela Equação 3.37.

$$\begin{aligned} P = {} & \frac{\pi.D.t.A}{(n+1)} \cdot \left[\left(\frac{t}{\sqrt{3}.r} \right)^{n+1} + \left(\frac{8.r}{\sqrt{3}.D} \right) \right] + \\ & + \frac{\pi.D.A.\mu}{(n+1)} \cdot \left[\frac{h}{\sqrt{3}} + \frac{\pi}{2\sqrt{3}} \cdot \left(r + \frac{2r^2}{D} \right) \right] \cdot \left[\frac{4.r}{\sqrt{3}.D} \right]^{n+1} \end{aligned} \qquad \text{Equação 3.37}$$

O valor para o raio crítico para que haja a inversão sem que ocorra instabilidade é obtido fazendo $dP/dr = 0$, que resulta na Equação 3.38.

$$r_{cr} = \sqrt{\frac{D.t^2}{8.t + \mu.D}} \qquad \text{Equação 3.38}$$

ou

$$\frac{r_{cr}}{D} = \sqrt{\frac{t^2}{8.D.t + \mu.D^2}} \qquad \text{Equação 3.39}$$

Quando o atrito entre a matriz e a peça é muito pequeno, então μ=0, as Equações 3.38 e 3.39 se tornam:

$$r_{cr} = \sqrt{\frac{D.t}{8}} \quad \text{Equação 3.40} \quad \text{ou} \quad \frac{r_{cr}}{D} = \sqrt{\frac{t}{8.D}} \quad \text{Equação 3.41}$$

Porém, no caso de tubos rígidos perfeitamente plásticos n=0, e para condições de esforços planos, $A = \sqrt{3}/2 \cdot Y$, tem-se a Equação 3.42:

$$\begin{aligned} P = {} & \pi D.t.Y \sqrt{\frac{8.t + \nu.D}{D}} + \\ & + \pi.D.\mu.\frac{Y}{2} \left[\frac{h}{\sqrt{3}} + \frac{\pi}{2\sqrt{3}} \left(\sqrt{\frac{D.t^2}{(8.t + \mu.D}} \right) \right] \cdot \left[\sqrt{\frac{(2.t + \mu.D)}{D}} \right] \end{aligned} \qquad \text{Equação 3.42}$$

Novamente, o atrito é desprezado, μ=0, e a Equação 3.42 se converte na Equação 3.43.

$$P = \pi.D.t.Y.\sqrt{\frac{8.t}{D}} \qquad \text{Equação 3.43}$$

Simplificando a Equação 3.43, pode-se verificar que a equação para a inversão se aproxima da equação para o colapso, pela Equação 4.44.

$$P = 8{,}88.Y.t^{3/2}.D^{1/2}. \qquad \text{Equação 3.44}$$

Comparando as duas equações é possível verificar que a energia para o colapso é 2,36 % maior que a energia necessária para a inversão.

Além disso, no trabalho realizado por Moraes e Al Qureshi, foram analisadas todas as variáveis que influenciam no atingimento ou não de uma inversão satisfatória. Segundo Al-Qureshi, existe um fino filme de lubrificante quando o tubo, sob efeito de uma carga compressiva axial através de uma máquina universal de ensaios, desliza sobre a matriz. Uma curva típica de um processo de inversão pode ser visualizada a Figura 3.10.

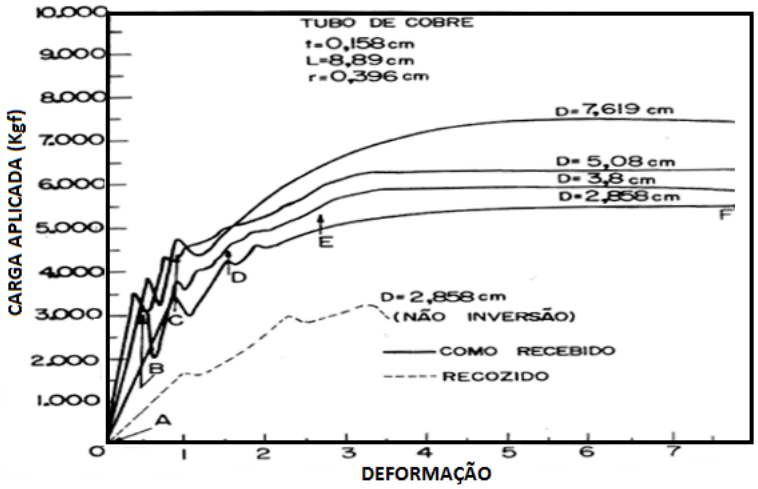

Figura 3.10 – Curvas de compressão axial para tubos de cobre com diferentes diâmetros [31].

Outro ponto observado foram os estágios existentes durante a inversão, representados na Figura 3.10 e correlacionados na Figura 3.11 por letras (A, B, C, D e E).

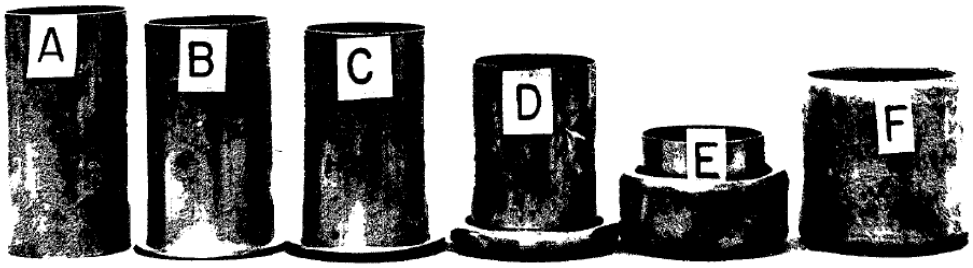

Figura 3.11 - Estágios da inversão de um tubo fino de cobre [31].

O que pode ser visto é que, a partir de um dado estágio de inversão, a energia para continuação do processo de inversão atinge um valor constante, o qual é representado pela Equação 3.44 que prediz a energia necessária para a inversão completa do tubo. A partir deste momento, um tubo com um diâmetro maior é formado segundo as dimensões iniciais do tubo utilizado no processo de inversão. Outro ponto observado é que o tempo necessário para a inversão pode variar, dependendo das ferramentas, velocidade da máquina, e técnicas de produção do tubo.

Foi verificado por Moraes e Al-Qureshi [31] através das deformações circunferenciais, que o parâmetro mais importante para a inversão de tubos é a definição do raio do punção. Para cada material e cada dimensão de tubo utilizado existe uma região de inversão, exemplificado pela Figura 3.12, para tubos de latão e cobre com mesmas dimensões.

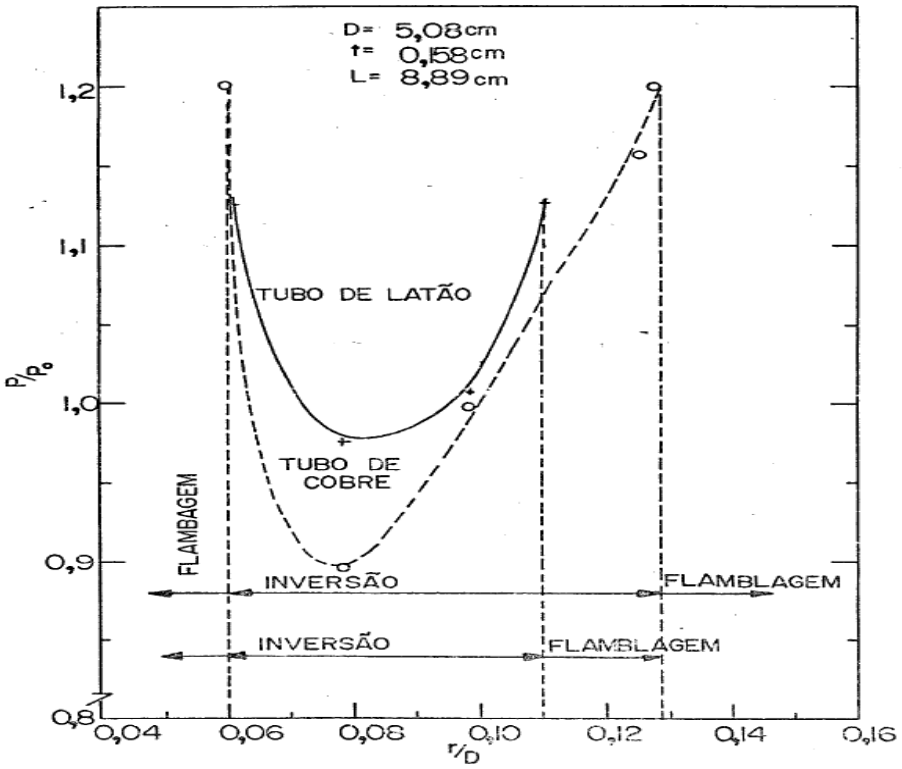

Figura 3.12 – Regiões para inversão de tubos de cobre e latão considerando diferentes razões de raio do punção e diâmetro do tubo [31].

De acordo com a Figura 3.12, vê-se que o limite inferior da inversão é somente dependente de condições geométricas (r=1,66 t), isto é, para pequenos valores de raio, o tubo toca a sua parte inicial reta, o que acarreta a flambagem (Figura 3.13-A). Por outro lado, para limites superiores de r/D, a inversão é totalmente dependente da tensão de escoamento do

material. Na expansão circunferencial, o limite superior é dado pela fratura na ponta do tubo devido a tensões de tração (Figura 3.13 - B).

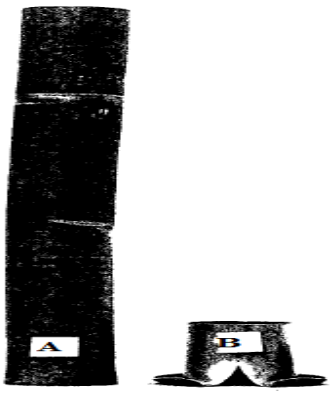

Figura 3.13- Tipos de falha existentes no processo de inversão (A – Flambagem e B-Fratura) [31].

Naturalmente, a inversão não é o único modo de conformação existente. Quando o raio da matriz é muito pequeno, ocorrerá a flambagem do tubo e dependendo das dimensões deste, três modelos existem para a flambagem: diamond, concertina (axissimétrica), e colunar (Euler) conforme mostrados na Figura 3.6, da seção anterior.

Outras causas de falhas no processo de inversão são defeitos provenientes do projeto das ferramentas e problemas operacionais. Se o *plug* da matriz ficar pressionando muito a parede do tubo, ocorrerá a falha (A) como mostrada na figura 3.14.

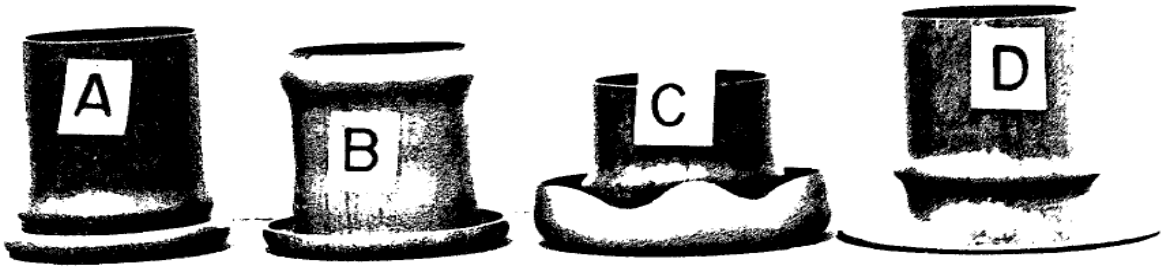

Figura 3.14 – Falhas provenientes do processo de inversão (A- *plug* muito próximo da parede do tubo; B- material em estado recozido; C- escoamento não uniforme; D- flambagem devido a grandes raios) [31].

Outra falha é a de materiais no estado recozido, que gera problemas de flambagem, representada na Figura 3.14 letra B. A letra C representa um escoamento não uniforme na matriz, causado por superfície com acabamento deficiente ou lubrificação inadequada. Já a letra D representa a flambagem gerada por grandes raios no qual não ocorre fratura.

Outro ponto avaliado por Moraes e Al-Qureshi foi a influência da lubrificação. Tubos de latão e cobre invertidos sem lubrificação (limpeza do tubo feita com álcool) apresentou fratura nos estágios iniciais de inversão. Como forma de avaliar a condição da lubrificação e sua influência para o latão e o cobre, foram testados três sistemas de lubrificação: vaselina, grafite e grafite + dissulfeto de molibdênio. Utilizando a vaselina, o tubo de cobre apresentou pouca, mas boa inversão entre os raios de 3,98 e 5 mm. Já para o tubo de latão somente houve inversão para raios de 3,98 mm, ocorrendo flambagem para os tubos com outros raios. Com o grafite observou-se alguma inversão somente para o raio de 3,98 mm , para ambos os materiais. Já a lubrificação de grafite + dissulfeto de molibdênio apresentou boa inversão em todos os raios testados e boa concordância com os resultados teóricos.

4. ADAPTAÇÃO DO MODELO PARA A ÁNALISE DO PROCESSO DE REBITAGEM

4.1. PARÂMETROS DE SERVIÇO DO SISTEMA DE FREIO.

Como forma de prever a energia necessária em projeto, para obtenção de uma energia líquida retida após o processo de rebitagem, é necessário, em primeiro lugar, avaliar as forças envolvidas durante a frenagem do veículo.

Os veículos comerciais possuem, dependendo da capacidade de carga, uma certa quantidade de eixos, aos quais são acoplados freios a tambor de forma independente. Reduzindo-se a análise a apenas um freio, e considerando que a condição mais crítica para avaliação do processo de rebitagem seja o patim primário (Sujeito as maiores forças de frenagem), é possível fazer o balanço das forças envolvidas durante a frenagem, conforme Figura 4.1.

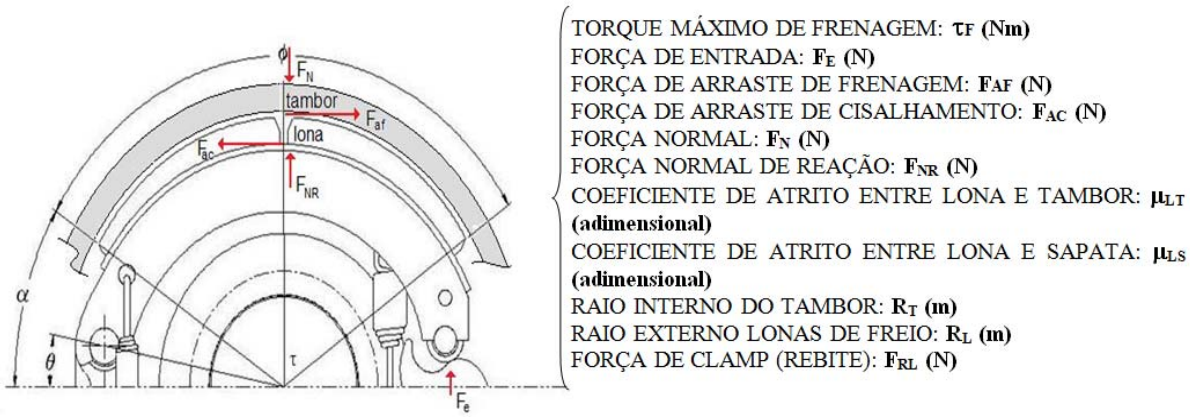

Figura 4.1 – Balanço das forças envolvidas na frenagem de veículos comerciais.

Ou seja, existe uma força máxima de entrada (F_E) que é responsável pelo contato lona/tambor (Gera uma pressão específica variável ao longo da lona, conforme Figura 3.4 apresentada na seção anterior). Essa pressão gera então uma força de arraste de frenagem (F_{AF}), que esta relacionada com o torque máximo de frenagem, e que por consequência, gera uma força de arraste de cisalhamento contrária (F_{AC}), sob a interface lona/patim. Este torque ou força gerada será a condição mais crítica de aplicação do material de atrito.

4.1.1. CÁLCULO DA FORÇA LIQUIDA DE REBITAGEM REQUERIDA

A força de rebitagem líquida necessária deverá ser maior que a distribuição de forças durante a frenagem, ou seja, os rebites, em conjunto deverão garantir que não haja movimento relativo em o patim e o material de atrito, considerando o torque de frenagem máximo (Relacionado à pressão máxima), e o atrito patim / lona.

Para isso, determina-se em primeira instância a força de arraste de frenagem (F_{AF}), que será a força cisalhante durante a aplicação.

$$F_{AF} = \frac{\tau F}{R_T} = F_N \mu_{LT} \qquad \text{Equação 4.1}$$

Ou seja, a força de arraste de frenagem máxima, é a relação do torque máximo gerado e o raio de atuação do patim, ou de forma geral, a relação entre a força máxima aplicada e o coeficiente de atrito dinâmico lona/tambor.

Para se determinar a força contrária (Chamada neste trabalho de força de arraste de cisalhamento), considera-se a força de rebitagem líquida aplicada, multiplicada pelo número de rebites, somada a força contrária ao arraste de frenagem advinda do atrito estático lona de freio e patim metálico.

$$F_{AC} = \mu_{LS}(F_N + NF_{RL}) = \mu_{LS}\left(\frac{\tau F}{R_T \mu_{LT}} + NF_{RL}\right) \qquad \text{Equação 4.2}$$

Ou seja, é a força advinda do atrito estático lona/patim, considerando a força normal máxima aplicada durante a frenagem, somada a força líquida de rebitagem advinda do processo multiplicada pela quantidade de rebites utilizados.

O primeiro critério para a aplicação da metodologia, é que a força de arraste de frenagem seja inferior à força de arraste de cisalhamento, garantindo assim que nunca haja movimento relativo entre patim / lona.

$$F_{AC} \geq F_{AF} \qquad \text{Equação 4.3}$$

Logo a força de rebitagem líquida mínima necessária pode ser calculada isolando o a força líquida (F_{RL}) na Equação 4.3, através das Equações 4.1 e 4.2.

$$\boldsymbol{F_{RL(mínimo)} \geq \frac{\tau F}{N R_T}\left(\frac{1}{\mu_{LS}} - \frac{1}{\mu_{LT}}\right)} \qquad \text{Equação 4.4}$$

A Equação 4.4 relaciona as propriedades tribológicas do material de atrito, do tambor, e do patim, com as forças máximas envolvidas durante o processo de frenagem, isolando a análise a apenas um patim, considerando para tal, a condição mais crítica, e qual deverá ser a força líquida de rebitagem a ser aplicada em cada um dos rebites para que não aja falha durante a aplicação.

4.2. ADAPTAÇÃO DO MODELO DE CONFORMAÇÃO DE TUBOS PARA A APLICAÇÃO NA REBITAGEM

Com base nos dois modelos apresentados anteriormente, é possível verificar que as forças previstas para a ocorrência do colapso, assim como da inversão, são aproximadas, diferenciadas somente pelo fator no início das Equações 3.30 e 3.44 (9,09 para o colapso e 8,88

para a inversão). Levando em consideração que os rebites utilizados neste trabalho não se caracterizam como tubos finos ($D/e \geq 10$) e, como visto na aplicação é possível verificar que tanto a inversão quanto o colapso ocorrem, foi proposto para este trabalho uma equação intermediária entre o colapso e a inversão. Esta Equação, prevê uma força intermediária, pois a inversão no caso da rebitagem, pelo fato da superfície do patim gerar um ponto de ancoragem para o rebite, não é completa, tendo uma inversão próxima a 180°, sendo dependente do raio do punção utilizado.

Pelo fato do rebite não ser um tubo fino, após o início da inversão, que necessita uma energia menor, ocorre um aumento considerável da energia, sendo que, por este fato, não é possível verificar a energia constante após a inversão, pois após atingir uma inversão parcial, a energia interna para deformação aumenta, atingindo a força para o colapso. Assim para aproximar a energia da necessária para a conformação na rebitagem, na qual se tem a energia parcial de inversão e uma energia parcial de colapso, foi proposta a Equação 4.5.

$$\Pr = 8{,}98.Y.t^{3/2}.D^{1/2}. \qquad \text{Equação 4.5}$$

Esta equação representa uma média dos fatores de colapso e inversão previstos na literatura, sendo possível assim representar de forma efetiva a carga parcial de inversão e de colapso envolvidas no processo de rebitagem.

Após o final da inversão, no qual o rebite é ancorado pelo patim de freio, inicia-se o colapso do tubo, assim como a deformação da sede do rebite. Considerando a deformação máxima como parâmetro crítico para o material, é possível supor que a partir de um teste de compressão axial da sede do rebite, a curva força x deslocamento pode ser gerada, definindo o módulo de deformação da sede do rebite (constante elástica do material compósito utilizado em compressão axial) assim como a deformação máxima, na qual ambas são dependentes da geometria da sede de rebite utilizada. Um exemplo de curva força x deslocamento pode ser vista na Figura 4.2.

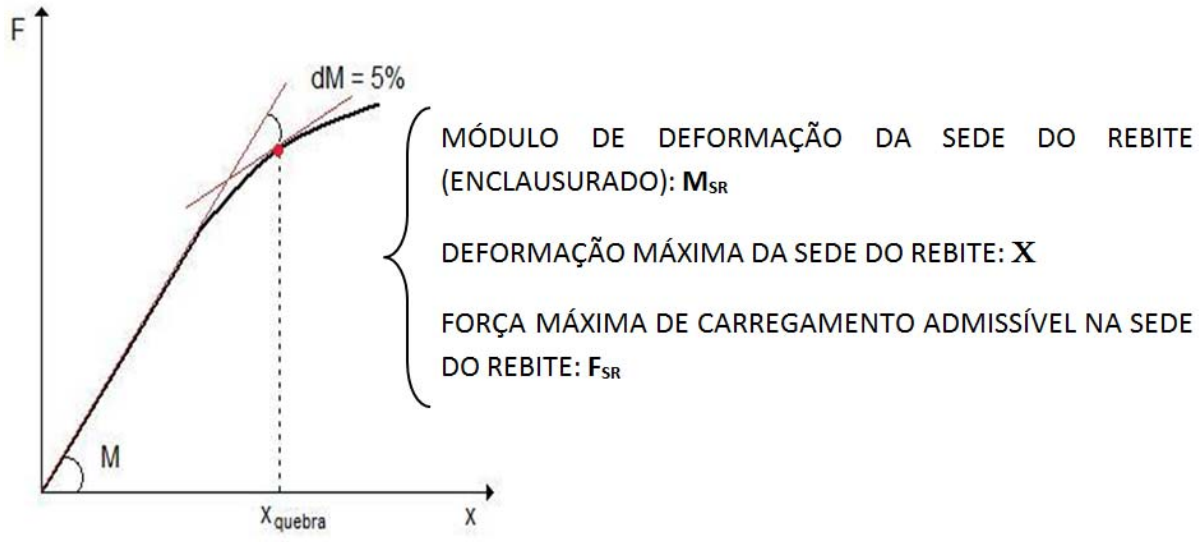

Figura 4.2 – Exemplo da curva força x deslocamento gerada através da compressão axial da sede do rebite.

Considerando que a deformação máxima definida ocorra antes da ruptura ou carga máxima suportada, é possível propor a Equação 4.6, na qual integrando o módulo de deformação até a deformação máxima (X_{quebra}), obtém-se a força máxima de carregamento admissível da sede do rebite (F_{SR}).

$$F_{SR} = \int_0^{x_{quebra}} Msrdx \qquad \text{Equação 4.6}$$

A partir da definição das energias envolvidas para deformação do rebite, e deformação máxima da sede do rebite, utilizando como critério de falha o exemplificado anteriormente, é possível propor uma equação geral para prever uma energia líquida de rebitagem máxima para o processo de rebitagem, através do balanço das forças envolvidas:

$$P_{reb} = P_{rebite} + F_{SR} + F_{RL} \qquad \text{Equação 4.7}$$

onde P_{reb} é a força de rebitagem utilizada, P_{rebite} é a carga necessária para conformação do rebite, F_{SR} é a força máxima suportada pela sede do rebite e F_{RL} é a força líquida de rebitagem.

A Equação 4.7 pode ser representada na forma da Equação 4.8:

$$F_{RL} = P_{reb} - 8{,}98.\ Y.t^{(3/2)}.D^{(1/2)} - M_{sr}.\ X_{quebra} \qquad \text{Equação 4.8}$$

Este modelo simplificado não leva em conta forças de atrito entre o rebite e sede do rebite, e que o atrito entre rebite e punção é desprezível (μ=0).

Este modelo simplificado objetiva prever, através das propriedades plásticas do rebite utilizado, e das propriedades elásticas do material compósito utilizado, qual poderá ser a força de rebitagem líquida máxima do processo, sem que haja ruptura do material.

5. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

A Figura 5.1 representa um fluxograma da metodologia utilizada no desenvolvimento experimental deste trabalho

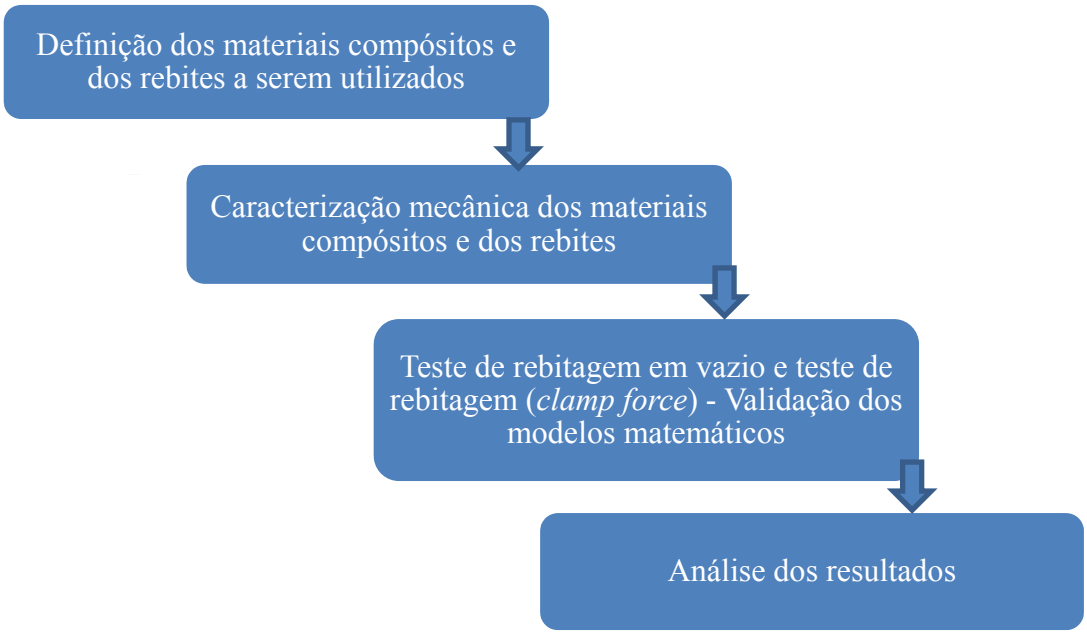

Figura 5.1 – Fluxograma da metodologia experimental utilizada no desenvolvimento experimental deste trabalho.

5.1. MATERIAIS COMPÓSITOS E REBITES

Para realização dos testes mecânicos e validação do modelo teórico proposto, foram fabricados três diferentes compósitos utilizados na indústria da fricção, que possuem propriedades elásticas diferenciadas (alto, médio e baixo grau de deformação e módulo de elasticidade). Estes compósitos diferenciam-se quanto à composição basicamente pela quantidade de fibras, ligantes, e a presença ou não de particulados de borracha, que reduzem o módulo elástico e agem diretamente na resistência mecânica em compressão. Esta diferença pode ser visualizada na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Composição em volume dos principais componentes utilizados na fabricação dos materiais compósitos propostos.

	Material A	Material B	Material C
Ligantes	23%	28%	20%
Fibras de reforço	3%	13%	6%
Compostos Granulados	14%	10%	36%
MP's pó	60%	49%	38%

Os rebites utilizados neste trabalho (aço 1010 e latão) são utilizados atualmente pela indústria, sendo a geometria tubular escolhida para melhor representar e avaliar as condições de conformação do rebite (inversão ou colapso), visto que rebites semi-tubulares possuem somente uma pequena porção para conformação, não sendo possível avaliar deformações maiores.

Os compósitos avaliados neste trabalho foram fabricados via processo de prensagem, no qual a mistura passa por uma pré-forma, e por um processo de prensagem a quente, no qual são aplicadas diferentes e alternadas etapas de prensagem e degasagem, de acordo com a processabilidade da composição em questão. Após processo de prensagem, os materiais compósitos passaram por uma etapa de cura em estufa, onde tempo, temperatura e ciclo utilizados variam de acordo com a composição. Os compósitos avaliados são vendidos atualmente no mercado para aplicação para veículos comerciais. Os compósitos foram fabricados na forma de placas, de onde foram retirados os corpos-de-prova para a caracterização mecânica, assim como para a fabricação dos corpos-de-prova para testes de rebitagem.

5.2. DETERMINAÇÃO DAS PROPRIEDADES MECÂNICAS E ELÁSTICAS DOS COMPÓSITOS UTILIZADOS

Para caracterização dos compósitos utilizados nesta análise, foram utilizados dois métodos aplicados a materiais compósitos poliméricos. O teste de flexão longitudinal foi realizado conforme norma ASTM D 790 – 07 (Procedimento A), e o teste de compressão conforme ASTM D 695 – 10. As dimensões dos corpos-de-prova utilizados assim como o procedimento de teste podem ser vista na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 – Dimensões dos corpos-de-prova e procedimento utilizados nos testes de flexão e compressão axial

	ASTM D790 – 07 (Procedimento A)	ASTM D695 - 10
Altura (mm)	9,5	25,4
Largura (mm)	13	12,7
Comprimento (mm)	100	12,7
Velocidade do ensaio (mm/min)	0,01	1,30

5.3. DETERMINAÇÃO DAS PROPRIEDADES MECÂNICAS E ELÁSTICAS DOS REBITES

O arame para fabricação dos rebites foi caracterizado via ensaio de tração, com procedimento interno de teste do fabricante do rebite, sendo os resultados dispostos na tabela abaixo.

Tabela 5.3 – Resistência à tração do arame utilizado na fabricação do rebite (valores fornecidos pelo fornecedor dos rebites).

	Latão	Aço
Tensão de resistência máxima (MPa)	408,3	448,09

Para determinação das propriedades plásticas dos rebites, que são dados de entrada para os modelos matemáticos analisados utiliza-se o ensaio de compressão axial. Devido à complexidade deste ensaio e pela dificuldade de se conseguir um cilindro maciço dos materiais testados, pois os rebites foram fornecidos na condição tubular, o que impossibilita a medição correta do diâmetro instantâneo durante o teste, os valores referência para o entendimento dos modelos analisados foram retirados da bibliografia existente [31].

Tabela 5.4 – Constantes de deformação plástica consideradas nas análises [31]

Material rebite	Coeficiente de encruamento(n)	Constante de resistência (Y)
Latão	0,46	580 MPa
Aço 1010	0,19	720 MPa

O dimensional dos rebites utilizados podem ser vistos na Tabela 5.5, e os rebites utilizados na Figura 5.3.

Tabela 5.5 – Dimensional dos rebites utilizados (mm).

Rebite	Altura	Diâmetro externo	Diâmetro interno	Espessura
aço 1010 16	15,94	6,23	4,47	0,88
aço 1010 20	19,57	7,90	5,45	1,22
latão 85/15	21,44	7,81	5,45	1,18

Figura 5.2 - Rebites utilizados neste estudo (aço 1010 16, aço 1010 20 e latão).

5.4. DETERMINAÇÃO DA DEFORMAÇÃO MÁXIMA DA SEDE DO REBITE

Para determinação da deformação máxima na rebitagem, critério de falha determinado para o processo, foi realizado o teste de resistência da sede do rebite, que é um teste interno de caracterização, onde o material de atrito sofre uma força de compressão axial por um punção com as mesmas dimensões do rebite, sob um plano fixo. A taxa de compressão utilizada foi de 2 mm/min, e o procedimento pode ser visualizado na Figura 5.3. O teste foi escolhido por ser mais representativo do processo de fixação, e por levar em consideração as variáveis geométricas da sede do rebite.

Figura 5.3 – Dispositivo para ensaio de resistência da sede do rebite.

Os experimentos levam em conta a condição da sede do rebite, onde as referências MB 184(Geometria de freio 410x160 mm) representa a sede do rebite com a base plana para a acomodação da cabeça do rebite, e a referência FD 59(Geometria de freio Rockwell/Master 325 x 120 mm HD), com uma angulação de acordo com a Figura 5.4:

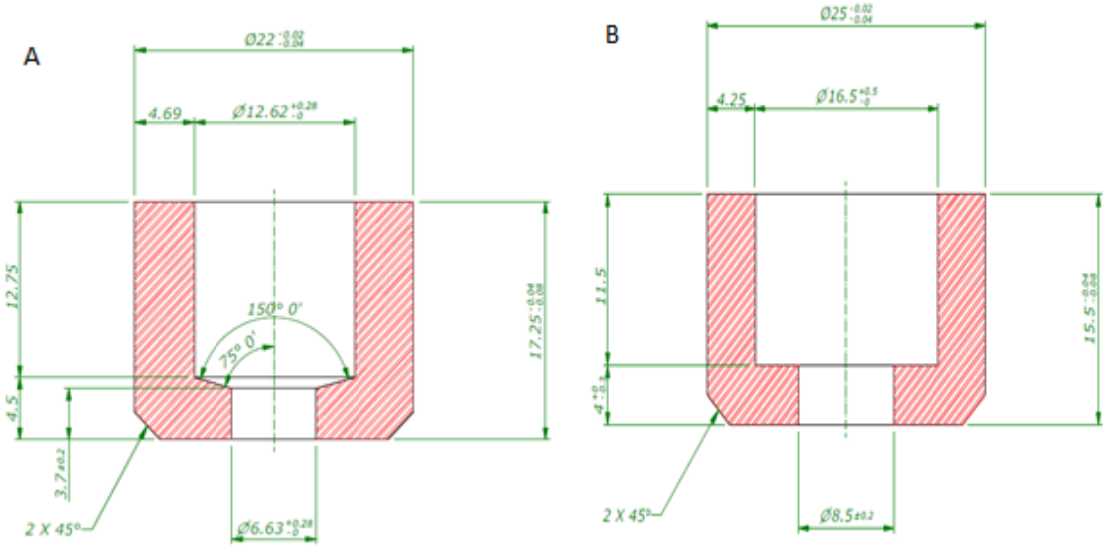

Figura 5.4 – Configurações de sede de rebite utilizadas (A – FD 59; B – MB 184).

Para determinação da deformação máxima dos materiais compósitos utilizados neste trabalho, e obter uma representatividade estatística, foram utilizados 30 corpos-de-prova de cada composição e de cada geometria de sede de rebite avaliada.

5.5. TESTE DE COMPRESSÃO AXIAL DO REBITE

Como forma de avaliar quais são os modos de conformação existentes nos rebites utilizados, foi realizado o teste de compressão axial, utilizando para isso punções com raios definidos no qual se aplica uma carga através de um punção plano, a uma taxa de carregamento pré-definida. Neste trabalho se utilizou uma taxa de carregamento de 2 mm/min, conforme estudos realizados na literatura, para análise e validação dos modelos matemáticos para inversão e colapso existentes.

Para análise dos modos de conformação em estudo (inversão e colapso) aplicado a rebitagem, um rebite com diferente geometria e material foram testados em vazio (sem o material de atrito), utilizando 5 diferentes punções, que se diferenciam pelo raio, como forma de aproximar os resultados do modelo teórico.

Figura 5.5 – Punções utilizados para o teste de compressão axial do rebite (Punções para o estudo do rebite 1010 16).

Como visto na literatura e comentado na revisão bibliográfica, a inversão pode ter grande influência do tipo de lubrificante utilizado, para isso foram utilizados três diferentes sistema de lubrificação, grafite, grafite + dissulfeto de molibdênio, e vaselina. A partir do teste de compressão axial do rebite é possível determinar a energia necessária para conformação do mesmo até um dado deslocamento do punção superior, o qual será comparado aos valores teóricos obtidos com os modelos de conformação em estudo. Com base nestes valores também será possível avaliar qual a energia até a deformação máxima do rebite, que representa o atingimento de uma barreira física (patim de freio), e avaliar qual é a porção de energia que é

aplicada ao material de atrito. A Figura 5.6 apresenta imagem do dispositivo utilizado no ensaio de compressão axial.

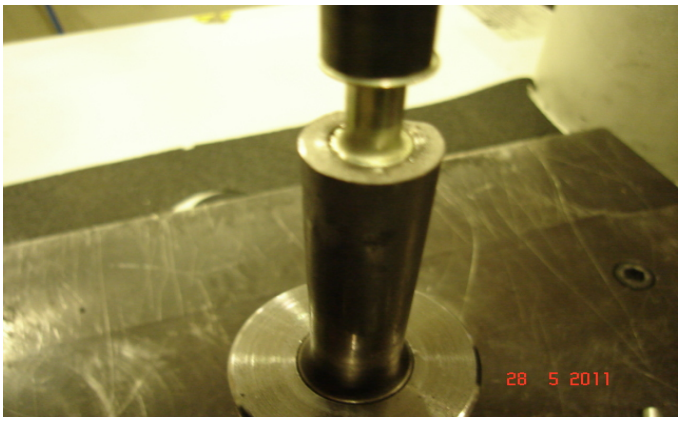

Figura 5.6 – Dispositivo para o ensaio de compressão axial dos rebites.

5.6. TESTE DE REBITAGEM PARA DETERMINAÇÃO DA ENERGIA LÍQUIDA

Para validação do estudo e das energias envolvidas no processo de conformação do rebite e de conformação da sede do rebite, foi também realizado o teste de rebitagem, teste desenvolvido com o objetivo de determinar a carga retida após o processo de rebitagem. O teste foi realizado com dispositivo de acordo com a Figura 5.6, desenvolvido para este trabalho, no qual 3 células de carga são dispostas de forma equidistantes, em um angulo de 120° entre uma e outra, e são colocadas entre duas bases, na qual na superior é fixado um inserto para colocação do corpo-de-prova do material a ser testado (conforme figura apresentada acima), e a base inferior simulando a parte inferior do patim. A distância entre a base superior e inferior simula a espessura do patim utilizado em cada aplicação, e uma distância de 0,5 mm foi deixada entre as bases para a determinação das forças.

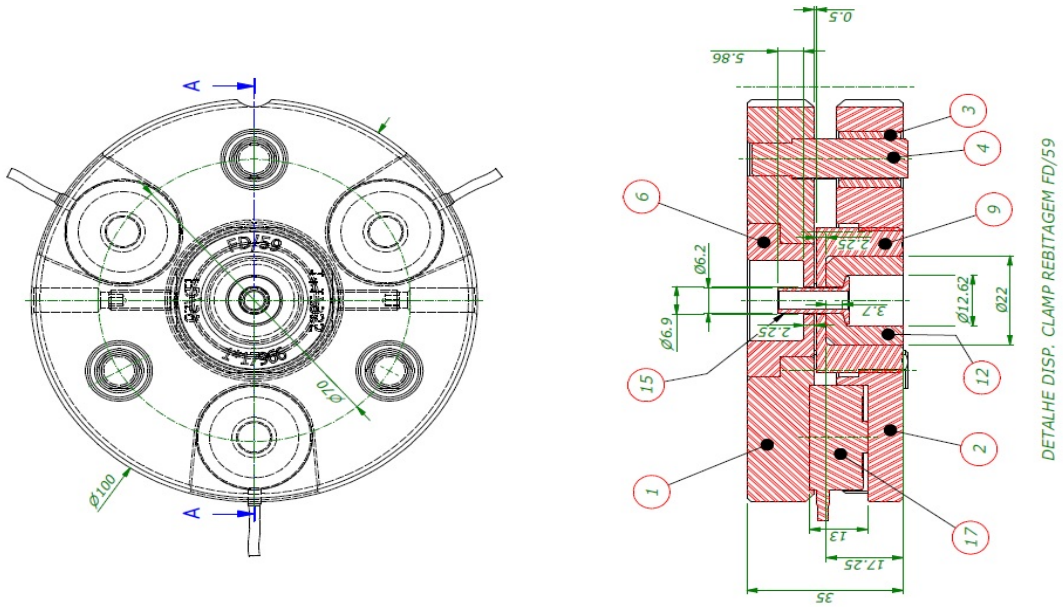

Figura 5.7 – Dispositivo utilizado para determinação da força líquida de rebitagem.

O teste de *clamp force* foi realizado em uma rebitadeira pneumática RFLE 3100, utilizado diferentes pressões. Pressões de linha convertidas para força durante o processo estão descritas na Figura 5.7.

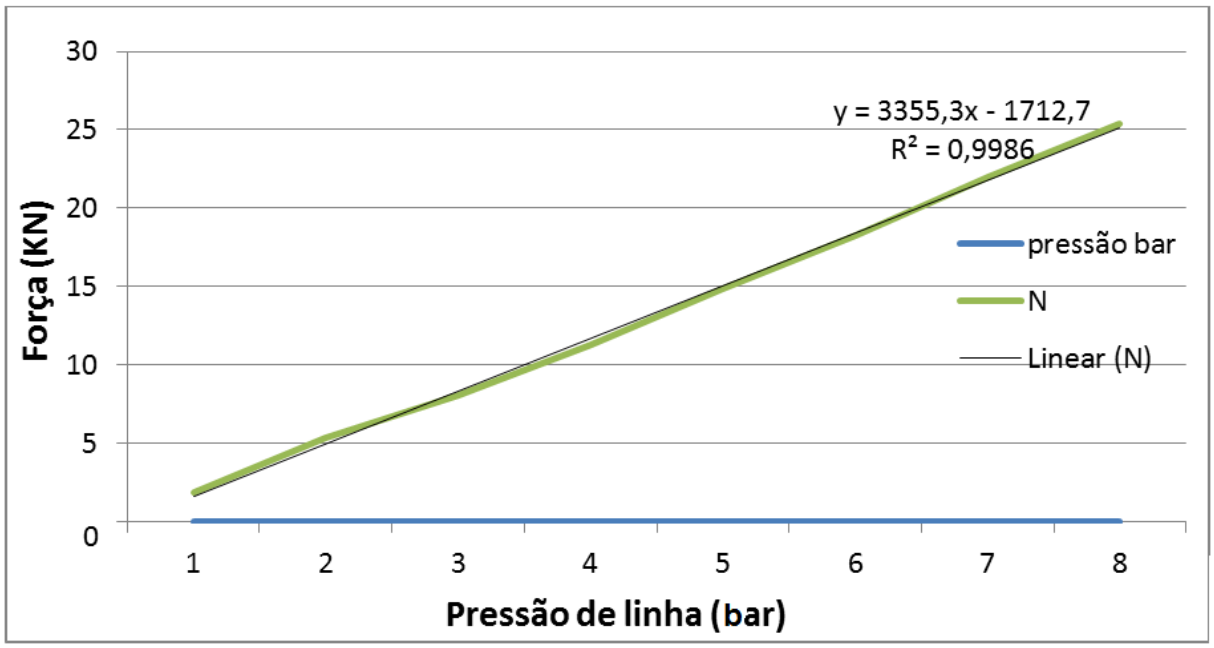

Figura 5.8 – Conversão da pressão de linha da rebitadeira em força.

Para aquisição dos dados de rebitagem foi utilizado o equipamento *spider* e o programa Catman V6. 0. A descrição do teste utilizado pode ser visualizada na Figura 5.8.

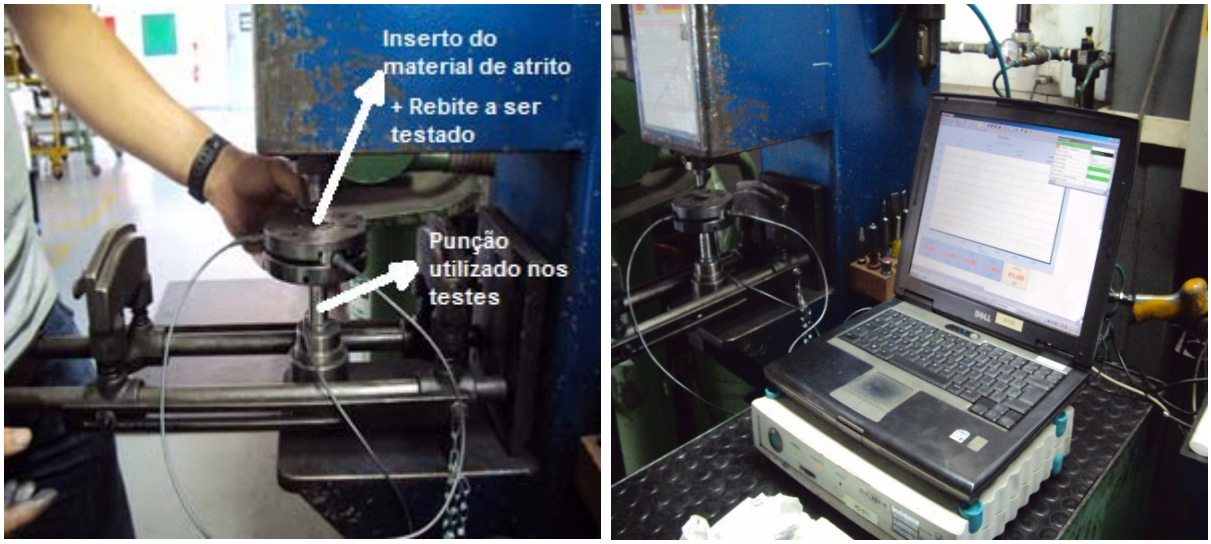

Figura 5.9 – Imagens do ensaio e dos equipamentos utilizados para determinação da rebitagem líquida.

Os insertos utilizados para este estudo foram fabricados a partir de placas dos materiais compósitos determinados, seguindo as configurações atuais utilizadas na indústria para as sedes dos rebites. As dimensões das alturas da sede do rebite para os insertos utilizados podem ser visualizados na Tabela 5.6.

Tabela 5.6 – Dimensional dos insertos utilizados (mm)

Material	Referência	Altura da sede do rebite (mm)
A	FD 59	4,09
B	FD 59	4,10
C	FD 59	4,15
A	MB 184	3,97

Na Tabela 5.7, segue a descrição dos ensaios realizados, com a quantidade de insertos testados para cada um dos rebites e materiais compósitos selecionados, assim como os

objetivos com cada um dos testes. Neste trabalho foram testados 3 corpos-de-prova para cada uma das pressões de rebitagem determinadas.

Tabela 5.7 – Descrição dos ensaios realizados e variáveis consideradas no estudo.

		Configuração da sede do rebite (Figura 5.4)		
Material	**Tipo de rebite utilizado**	**MB 184**	**FD 59**	**Objetivo**
A	aço 1010 20	9	0	Avaliar influência da condição metalúrgica do rebite
	Latão	9	0	
	aço 1010 16	0	9	Avaliar influência das características elásticas dos compósitos utilizados
B	aço 1010 16	0	9	
C	aço 1010 16	0	9	

Apartir deste teste é possível definir a energia líquida retida na interface após a finalização do processo de rebitagem, esta energia é representada pela figura 5.10, retirada do apartir da finalização do teste. O pico superior representa a força total imposta sobre as células de carga, e a reta inferior representa a força líquida retida no processo para cada uma das células de carga.

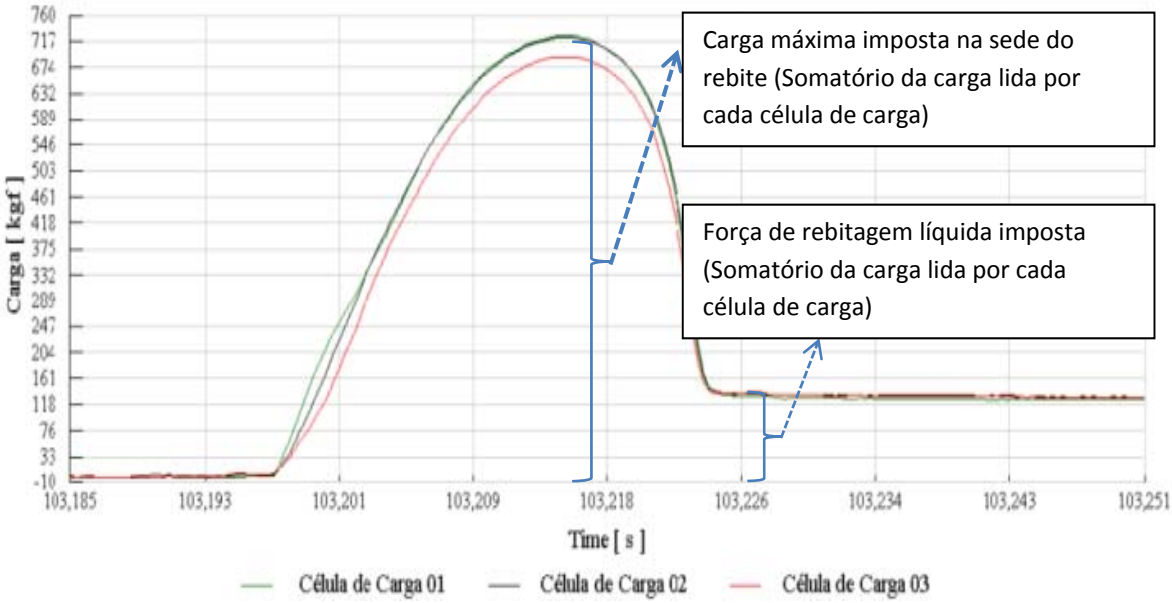

Figura 5.10 - Curva força x tempo do teste de rebitagem, exemplificando como é definida a força máxima imposta à sede do rebite, assim como, a força de rebitagem líquida.

6. RESULTADOS E DISCUSSÕES

6.1. PROPRIEDADES ELÁSTICAS DOS MATERIAIS COMPÓSITOS E DOS REBITES UTILIZADOS

Os testes de compressão e flexão foram realizados para verificar a diferença entre os materiais compósitos escolhidos. Os resultados do teste de flexão e de compressão são apresentados respectivamente na Tabela 6.1 e Tabela 6.2.

Os resultados confirmam que os materiais escolhidos apresentaram valores de módulo de elasticidade e resistência mecânica que puderam ser classificados em três diferentes níveis: baixo, médio e alto. Ainda, de acordo com os testes de flexão, foi possível verificar o caráter frágil dos materiais de atrito definidos para este estudo.

Tabela 6.1 – Resultados dos testes de resistência à flexão 3 pontos conforme ASTM D 790-09.

	Material A			**Material B**			**Material C**		
Corpo-de-prova	**σ (MPa)**	**E (MPa)**	**ε**	**σ (MPa)**	**E (MPa)**	**ε**	**σ (MPa)**	**E (MPa)**	**ε**
1	35,24	10065	0,004	47,05	13447	0,005	21,81	6015	0,004
2	36,18	10418	0,003	50,41	14208	0,005	20,54	5607	0,004
3	37,01	9751	0,004	46,84	14376	0,005	19,15	5694	0,003
4	33,10	9813	0,003	57,68	13592	0,006	19,54	5614	0,003
5	37,47	11203	0,003	51,04	16565	0,005	17,03	5230	0,003
6	36,65	10703	0,003	58,44	15856	0,005	19,11	4903	0,004
7	35,10	11101	0,003	52,29	14705	0,005	18,71	6084	0,003
8	33,84	10109	0,003	52,30	13069	0,005	18,55	5296	0,004
9	36,38	10928	0,003	45,76	13484	0,004	17,20	4368	0,004
10	34,18	10215	0,003	56,43	15249	0,006	17,91	4841	0,004
Média	35,52	10430	0,003	51,82	14455	0,005	18,96	5365	0,004
Desvio Padrão	1,46	526	0,000	4,56	1145	0,001	1,46	545	0,000
Coeficiente de variação	4,11%	5,05%	4,82%	8,79%	7,92%	10,36%	7,70%	10,16%	7,66%

Tabela 6.2 – Resultados dos testes de resistência à compressão axial conforme norma ASTM D 695.

	Material A			Material B			Material C		
Corpo-de-prova	**σ (MPa)**	**E (MPa)**	**ε**	**σ (MPa)**	**E (MPa)**	**ε**	**σ (MPa)**	**E (MPa)**	**ε**
1	65,37	2291	0,029	99,37	3080	0,032	36,91	1117	0,033
2	77,97	2951	0,026	102,37	2700	0,038	36,41	1078	0,034
3	75,52	2760	0,027	106,88	3117	0,034	36,41	1048	0,035
4	71,47	2510	0,028	97,11	2644	0,037	35,79	1123	0,032
5	73,96	2765	0,027	105,01	3077	0,034	35,10	1165	0,030
6	75,29	2751	0,027	106,18	2894	0,037	37,24	1151	0,032
7	65,49	2633	0,025	90,66	2729	0,033	35,58	1098	0,032
8	64,53	2454	0,026	97,92	2701	0,036	35,65	1096	0,033
9	70,42	2438	0,029	99,8	2624	0,038	37,94	1270	0,030
10	69,22	2369	0,029	102,94	2998	0,034	36,41	1153	0,032
Média	70,92	2592	0,027	100,82	2856	0,035	36,34	1129	0,032
Desvio Padrão	4,76	211	0,001	4,93	197	0,002	0,86	61	0,001
Coeficiente de variação	6,71%	8,17%	5,00%	4,89%	6,92%	5,65%	2,36%	5,41%	4,63%

6.2. DETERMINAÇÃO DA DEFORMAÇÃO MÁXIMA DA SEDE DO REBITE

Para determinação da deformação máxima a ser utilizada como critério de falha para esta análise, foi utilizado o teste de resistência na sede do rebite, pelo qual é possível determinar, além da deformação, a constante de resistência (força representativa média de cada material sob compressão axial da sede do rebite). Para este trabalho, foram testados 30 corpos-de-prova por material e condição de sede do rebite. Resultados foram plotados em gráficos de carga aplicada versus deslocamento, para retirada das constantes. Força máxima e deformação associada a esta força foram tratados através da análise de Weibull, considerando uma probabilidade de falha de 5%. Exemplo de gráfico e análise realizada pode ser visualizado nas Figuras 6.1 e 6.2, para o material A, FD 59, 4,00 mm.

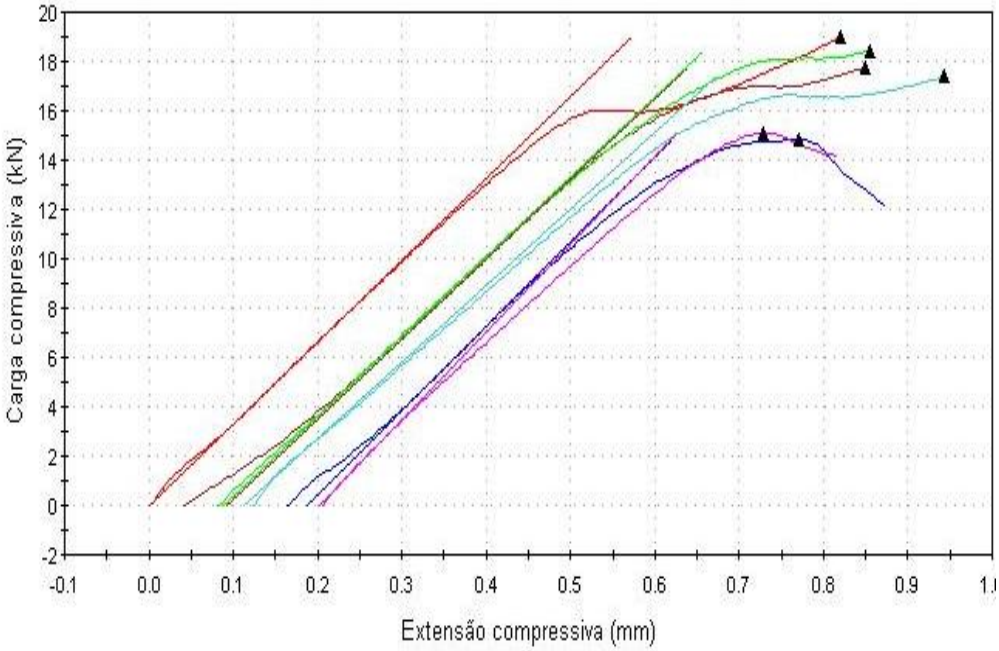

Figura 6.1 – Curvas força x deslocamento para o Material A

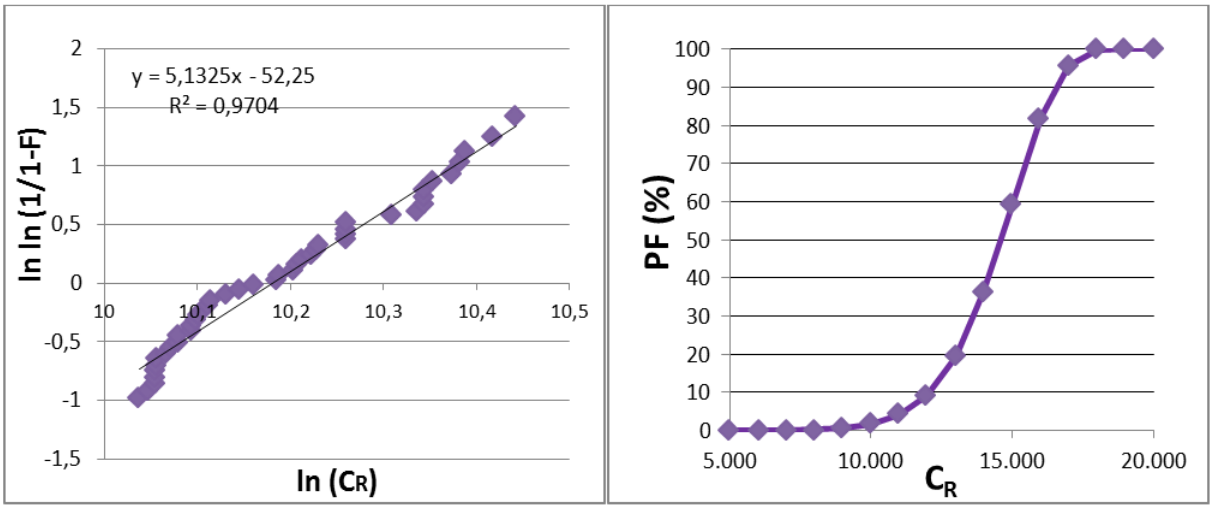

Figura 6.2 – Análise de Weibull utilizada no estudo do Material A, FD 59, 4,00 mm.

Esta análise foi similar à do trabalho de Casaril [32], no qual foi realizada a análise da tenacidade à fratura de materiais de fricção, o que possibilitou a obtenção de um valor de resistência mais representativo da característica frágil dos materiais de fricção.

Os resultados compilados do módulo de resistência da sede do rebite e da deformação máxima obtida podem ser vistos na Tabela 6.3.

Tabela 6.3 – Resultados de módulo de deformação da sede do rebite e deformação máxima (X_{quebra}) considerado no estudo.

	Sede do rebite (FD 59)			**Sede do rebite (MB 184)**
	Material A	**Material B**	**Material C**	**Material A**
M_{SR}**(N)**	18000	24000	12550	22000
X_{quebra} **(mm)**	0,45	0,44	0,42	0,80

Conforme esses resultados, é possível verificar que o material A possui uma resistência intermediária, o que retrata a diferença constatada nos testes de resistência à flexão e resistência à compressão, apresentados anteriormente. O material B possui uma resistência maior e o material C a menor resistência à compressão axial na sede do rebite.

Multiplicando a deformação máxima pelo módulo de deformação, é possível obter a força máxima admissível para o processo de rebitagem, considerando uma probabilidade de falha de 5 %, de acordo com a Equação 6.1.

$$F_{reb\ máx} = M_{SR} \times X_{quebra} \qquad \text{Equação 6.1}$$

De acordo com as Tabelas 6.3 e 6.4 é possível visualizar que para a geometria FD 59 as deformações máximas são similares, indicando que as deformações máximas suportadas pelos materiais analisados representam em torno de 11 % da espessura da sede do rebite. Para a geometria MB 184, por possuir maior área para redistribuição das forças, esta deformação atinge valores da ordem de 20%, suportando assim maiores cargas durante o processo de fixação.

Tabela 6.4 – Valores para a força de rebitagem máxima admissível para os materiais testados, de acordo com a configuração utilizada.

	Sede do rebite (FD 59)			**Sede do rebite (MB 184)**
	Material A	**Material B**	**Material C**	**Material A**
$F_{reb\ máx}$ **(N)**	8100	10560	5271	17600

6.3. RESULTADOS DA COMPRESSÃO AXIAL DOS REBITES

Os resultados dos testes de inversão dos rebites foram obtidos pelas curvas força x deslocamento do teste de compressão axial dos rebites.

Inicialmente, foi determinado o tipo de lubrificante mais adequado para os testes, tendo como base a qualidade da inversão (a existência ou não de trincas ou falhas na região de inversão) e as forças máximas atingidas para um mesmo deslocamento do punção, que significa uma influência menor das forças de atrito entre o punção e o rebite. Para isso, foi utilizado o rebite de aço 1010 tubular com raio de 1,20 mm, utilizando três configurações de lubrificação: grafite, grafite + dissulfeto de molibdênio (MoS_2) e vaselina. Os resultados são apresentados na Figura 6.3.

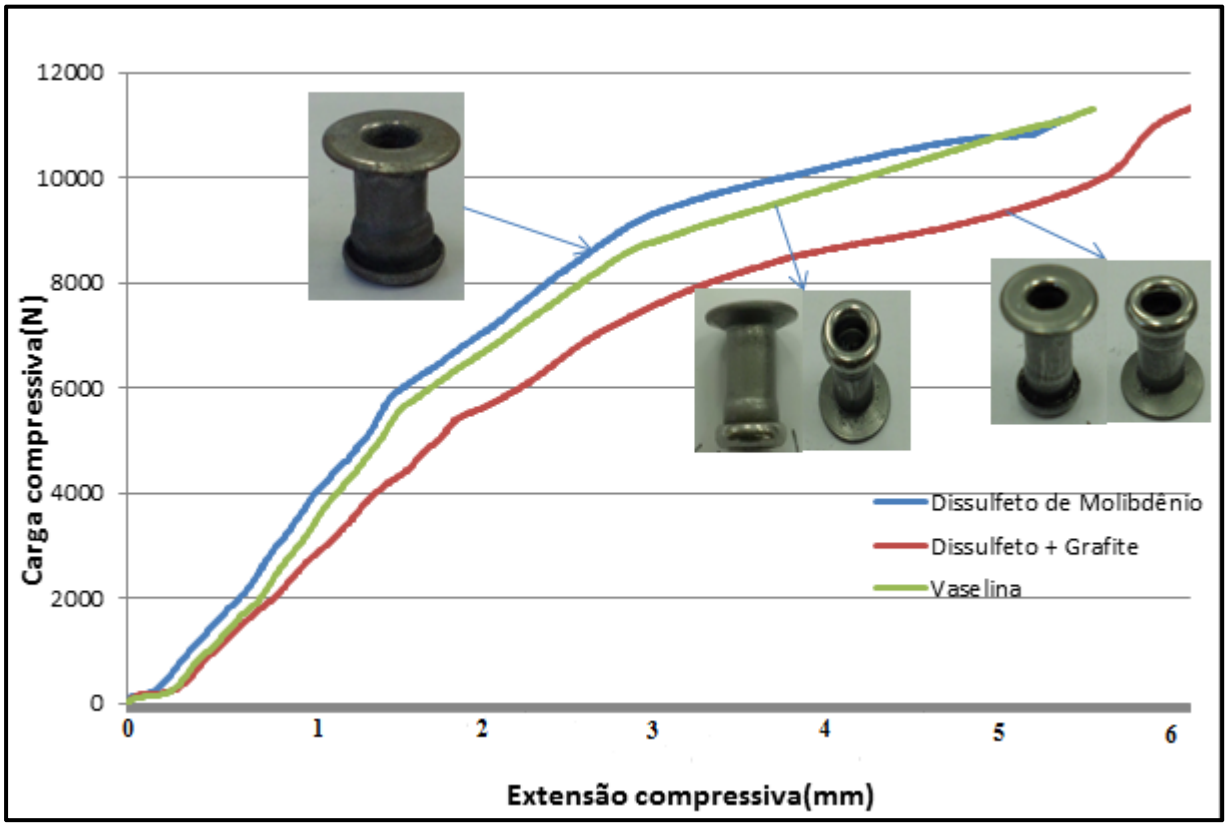

Figura 6.3 – Influência do tipo de lubrificante nas forças máximas e na qualidade da inversão para o rebite de aço. Rebite aço encruado tubular com raio de 1,20 mm.

De acordo com os resultados obtidos, verificou-se que, como já comprovado na literatura, a lubrificação de grafite + dissulfeto de molibdênio se mostrou mais efetiva em relação à energia máxima para a inversão. Não se verificou nenhuma falha na área da inversão, mas todos os sistemas lubrificantes utilizados apresentaram o colapsamento na região acima da

inversão, falha esta associada ao dimensionamento errado do raio, fazendo que o rebite atinja, antes da inversão completa a energia para o colapso. Como consequência, ocorre uma inversão incompleta associada com um colapso na região central do rebite. Este efeito é comum durante a rebitagem atual na indústria, fazendo com que a região colapsada aja como um sistema de travamento na região interna do patim, havendo assim uma rebitagem ineficiente, ou em outras palavras, o dimensionamento errado do raio do punção faz com que não se atinja 100 % do potencial de rebitagem líquida durante o processo de fixação.

Devido ao colapso na utilização do punção com 1,20 mm de raio, foram testados diferentes raios para tentar reduzir o efeito do colapso durante o teste de compressão axial do rebite, assim como uma alteração na altura de contato rebite/punção. Manteve-se o sistema de lubrificação de dissulfeto de molibdênio + grafite. Na Figura 6.4, é possível verificar as diferentes curvas de força x deslocamento, assim como os modos de falha associados aos diferentes raios de punção utilizados.

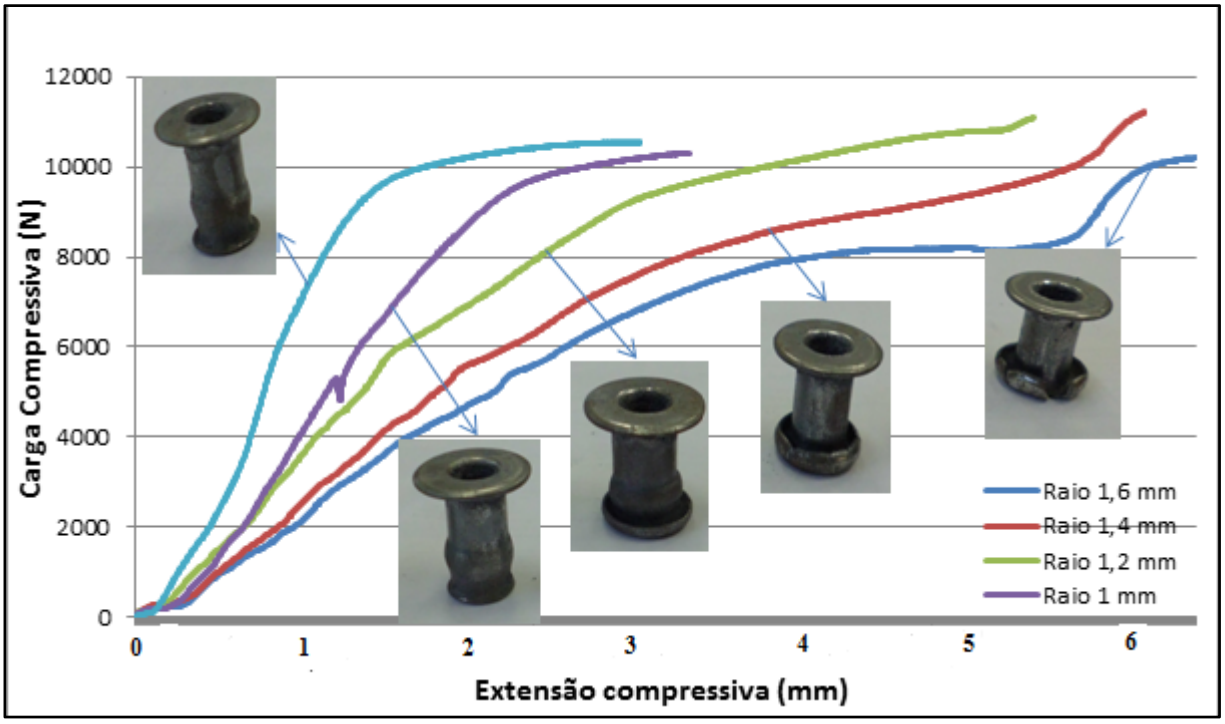

Figura 6.4 - Influência do raio no modo de conformação do rebite de aço 1010 e nas cargas para deformação. Lubrificante: MoS_2 + grafite.

De acordo com a Figura 6.4, foi possível concluir que para pequenos raios (0,8 e 1,00 mm), devido ao travamento e por ser próxima a espessura do rebite, altas forças de atrito são geradas. O rebite colapsa já nos estágios iniciais de inversão, gerando um aumento rápido da carga, mostrando um início de estabilização nas energias próximas ao colapso total. Isso

ocorrendo, o teste era interrompido devido a problemas de alinhamento com o punção, que estavam gerando um início de flambagem.

Para o raio de 1,20 mm, houve inversão maior que nos punções com raios menores, entretanto, a partir de um determinado deslocamento, o rebite atingiu a carga para colapso, gerando assim os dois modos de falha. Como comentado anteriormente, esta é a característica atual vista nos processos de rebitagem.

Com o aumento do raio para 1,40 mm, ocorreu somente a inversão, mostrando a importância da definição do raio para o processo. A inversão gerada foi de aproximadamente 180° e o teste foi finalizado devido ao limite máximo de inversão imposta no processo de rebitagem, o qual é dependente do raio do punção. Devido à existência do patim, a inversão limita-se até o contato com o patim. A extensão até essa limitação é imposta pelo raio do punção, que representa meia circunferência, neste caso 4,40 mm. Após o contato com o patim, a energia aumenta, atingindo assim a energia para o colapso, explicando assim a metodologia aplicada à Equação 4.8 para descrever a energia máxima imposta no teste de rebitagem.

Para o punção de raio 1,60 mm, houve a ruptura, mostrando assim o pequeno intervalo de raios que se pode utilizar para gerar somente inversão no rebite.

Uma das características observadas é que a curva de inversão não atingiu um valor constante como a reportada na literatura. A não ocorrência deste patamar de energia deve-se em partes ao fato do rebite não representar um tubo fino, mas também as variações dimensionais, tais como diferença de espessura e paralelismo, gerando consequentemente, para maiores cargas diferentes modos de colapso.

A mesma análise foi realizada para o rebite de aço 1010 20 e para o latão que podem ser visualizadas respectivamente nas Figuras 6.5 e 6.6.

De acordo com a Figura 6.5, os rebites testados com os punções de 1,90 mm e 2,00 mm apresentaram ruptura, sendo o punção com maior representatividade da inversão foi o punção com 1,80 mm de raio e o punção de 1,60 mm de raio, sendo estes dois últimos testados no teste de rebitagem.

De acordo com a Figura 6.6 foi possível verificar que, com os raios de 1,6 e 1,8 mm o rebite de latão apresentou curvas de força x deslocamento similares, apresentando um inicio de inversão, mas logo em seguida entrando em regime de colapso. O punção de 2,0 mm também apresentou o colapso, mas uma menor intensidade para um mesmo deslocamento, evidenciando que o raio utilizado não é o mais indicado.

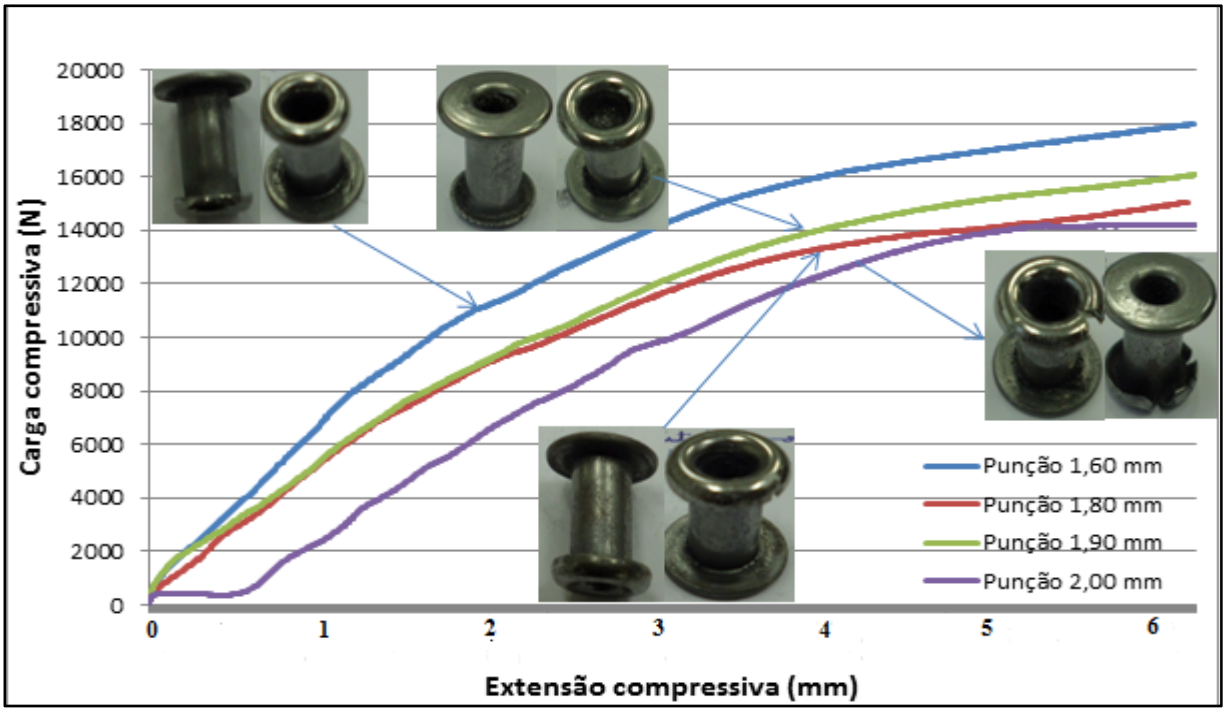

Figura 6.5 – Influência do raio no modo de conformação e carga para deformação do rebite de aço 1010 20. Lubrificante: MoS_2 + grafite.

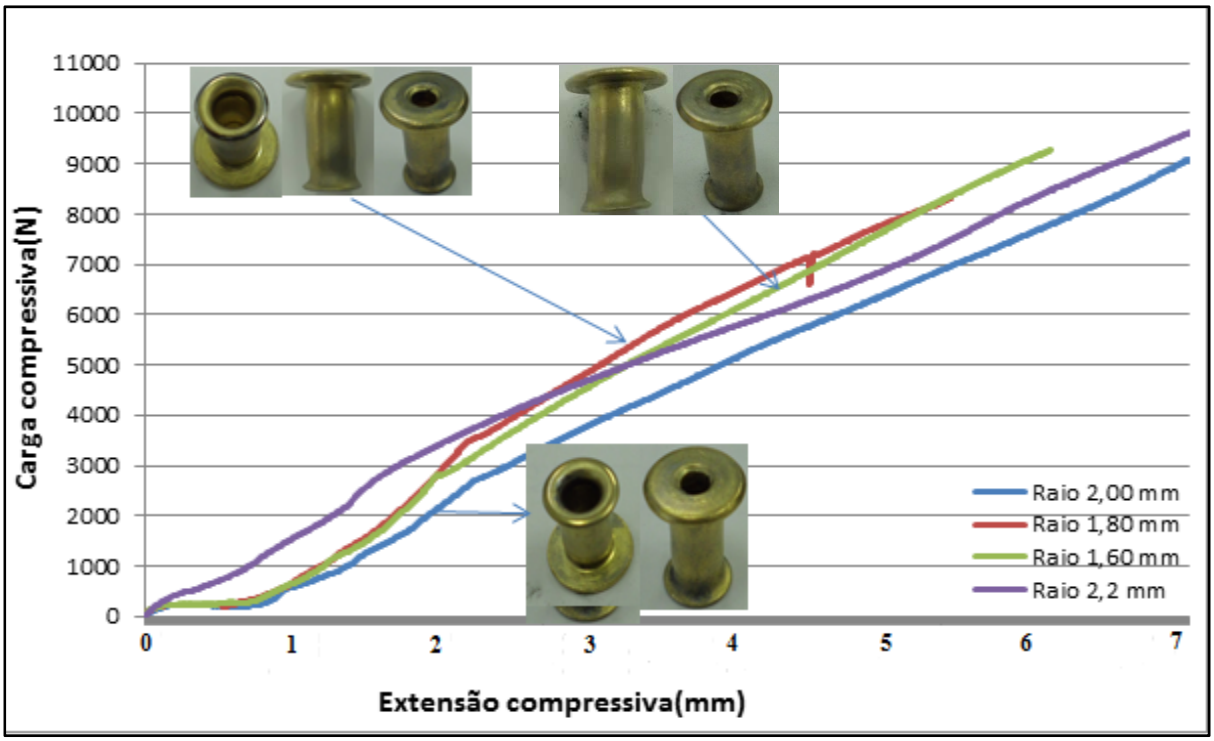

Figura 6.6- Influência do raio no modo de conformação do rebite de latão. Lubrificante: MoS_2.

O punção de 2,2 mm apresentou melhores resultados não ocorrendo uma flambagem tão evidenciada como no punção de 2,0 mm, gerando assim uma curva com uma maior energia até

a deformação alvo. O principal problema evidenciado nos testes com o rebite de latão foi a ocorrência da flambagem, que pode estar associada com variações na espessura do rebite, eventualmente com um não alinhamento entre o punção superior e o inferior, e principalmente com a condição metalúrgica do material (estado recozido).

De acordo com a metodologia proposta na seção 4.3, após o rebite atingir a superfície do patim, há uma restrição para a continuidade da inversão, havendo assim, para o restante da deformação, uma contribuição da energia necessária para o colapso. Considerando a Equação 4.8, proposta para a análise da rebitagem, foi determinada a energia máxima até o ponto onde há a restrição da inversão, que depende do raio do punção, sendo esta a energia para inversão experimental escolhida para comparativo com a energia teórica calculada. A Tabela 6.5 apresenta os valores da carga compressiva até a deformação máxima do rebite, bem como o valor desta.

Tabela 6.5 – Deformação máxima do rebite até o atingimento do patim e carga compressiva verificada até tal deformação.

	aço 1010 16	aço 1010 20	Latão
Extensão compressiva até o contato com o patim (π x raio) – mm	4,40	5,65	6,91
Carga compressiva na extensão máxima(N)	9058	16990	9378

Utilizando a Equação 4.8, é possível calcular a energia teórica necessária para cada um dos rebites utilizados, considerando a inversão + colapso total. Os resultados são apresentados na Tabela 6.6.

Tabela 6.6 – Energia teórica calculada para a inversão/colapso de acordo com a Equação 4.48.

	aço 1010 16	aço 1010 20	Latão
Energia para inversão + colapso total (N)	12345	23907	16529
Erro em relação ao valor experimental	36 %	41 %	81 %

Como pôde ser visto na tabela 6.6, considerando uma inversão + colapso total, os erros entre o modelo teórico e os resultados experimentais são grandes, na faixa de 40 % para os rebites de aço, e de 80 % para o rebite de latão.

Pelo fato do patim restringir a inversão completa, foi utilizado um fator de correção considerando uma inversão incompleta. Este fator foi retirado de resultados experimentais realizados por outros autores. De acordo com os resultados e estágios de inversão verificados na literatura, como podem ser vistos na Figura 6.7, a condição de conformação durante a rebitagem recai exatamente entre os pontos C e D.

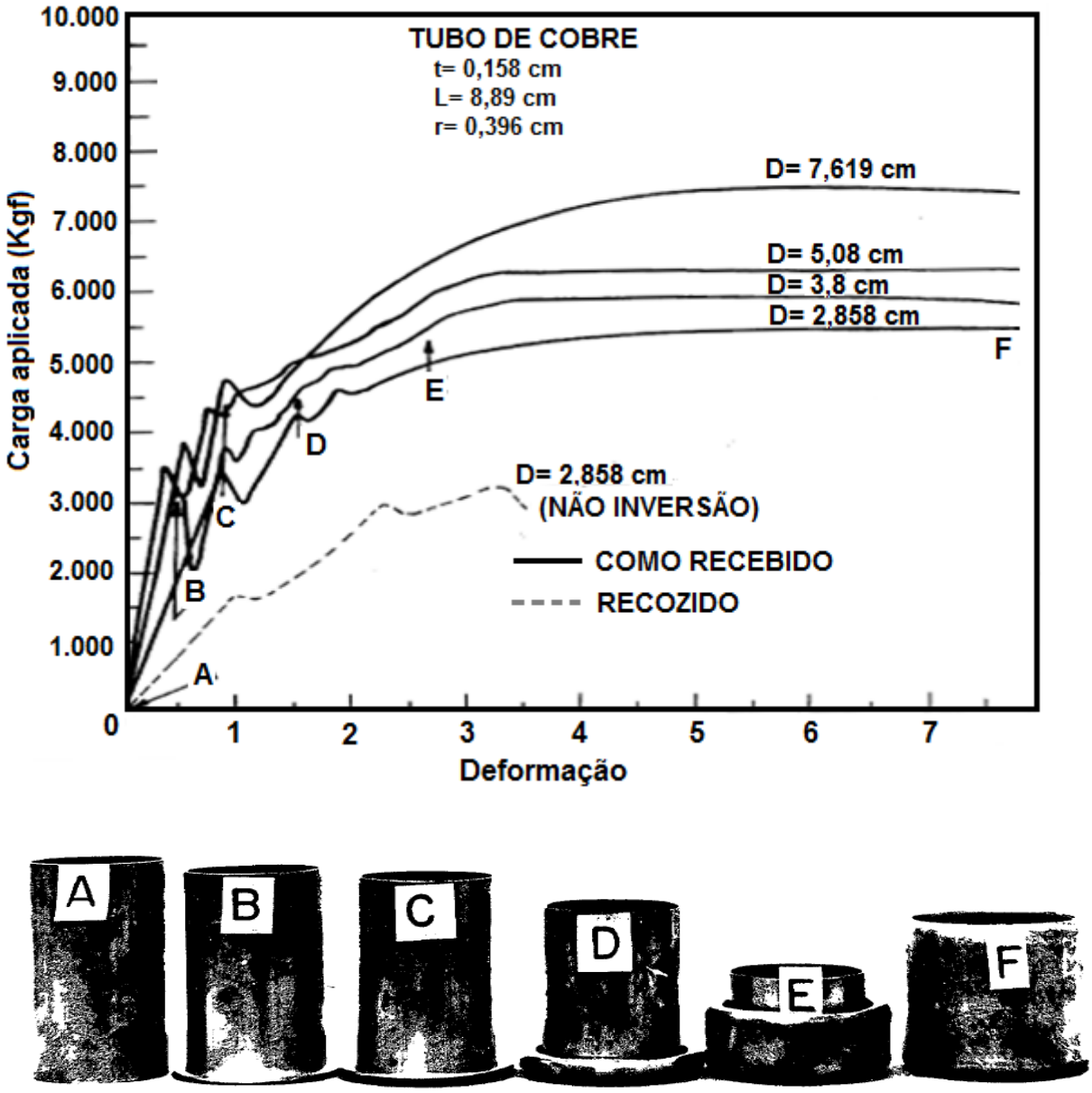

Figura 6.7 – Cargas de inversão para diferentes diâmetros de tubos e inversões parciais verificadas para a inversão [31].

Considerando os resultados apresentados na Figura 6.7, é possível relacionar a carga de inversão máxima, para cada configuração de diâmetro de tubo, com a energia necessária para atingir os pontos C e D, de acordo com a Tabela 6.7.

Tabela 6.7 – Relação carga máxima e cargas dos pontos C e D para diferentes diâmetros de tubos utilizados por outros autores [31]

	Diâmetro tubo (cm)			
	7,62	5,08	3,80	2,86
Carga máxima inversão (Kgf)	5100	5700	6100	7400
Carga ponto C (Kgf)	3400	3700	4300	4700
Carga ponto D (Kgf)	4100	4500	4800	5000
Relação (Carga ponto C/ Carga máxima inversão)	0,67	0,65	0,70	0,64
Relação (Carga ponto D/ Carga máxima inversão)	0,80	0,79	0,79	0,68
Média (Ponto intermediário)	0,74	0,72	0,75	0,66

Considerando um fator médio, que neste trabalho será chamado de fator para inversão (F_{Inver}), de 0,71, que é representado pela média dos fatores intermediários para cada condição de tubo testado, a Equação 4.8 descrita anteriormente deverá ser adaptada gerando a Equação 6.1.

$$Prebite = 8{,}98.F_{inver}.Y.t^{3/2}.D^{1/2}. \qquad \text{Equação 6.1}$$

De acordo com os resultados encontrados na Tabela 6.7, o erro dos valores teóricos em relação aos valores experimentais reduz, e podem ser visualizados na Tabela 6.8.

Tabela 6.8 – Comparativo entre os valores experimentais e os valores teóricos da carga de inversão considerando um fator de inversão (F_{Inver}).

	aço 1010 16	aço 1010 20	Latão
Carga teórica considerando fator de inversão (N)	8814	17069	12112
Carga experimental	9058	16990	9125
Erro do modelo teórico	-2,69 %	1,12%	-29,33 %

Considerando o desvio na determinação do fator médio, 0,71 +/- 0,04, o comparativo entre os valores teóricos e experimentais podem ser mais bem visualizados na Figura 6.8.

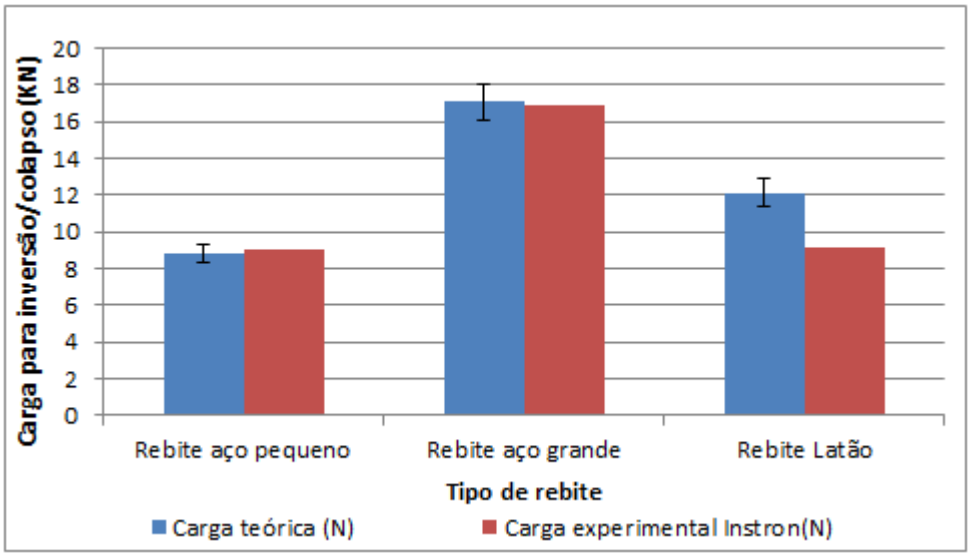

Figura 6.8 – Comparativo entre carga de inversão experimental e carga de inversão teórica, considerando a variação do fator de inversão.

De acordo com a Tabela 6.8 e a Figura 6.8, é possível verificar que considerando um fator de correção com base na inversão parcial do rebite, o erro do modelo proposto em relação aos valores experimentais cai para menos de 10%, independente da geometria e material utilizado para o rebite, tornando esta análise viável para aplicação na rebitagem. O rebite de latão não mostrou boa correlação pelo fato de ocorrer flambagem durante o teste de compressão axial, flambagem esta ocasionada pelo paralelismo do rebite, alinhamento entre o punção inferior e o superior, e principalmente pela condição metalúrgica do material utilizado no rebite (estado recozido).

6.4. RESULTADOS DOS TESTES DE REBITAGEM.

Para validação do modelo teórico, foi desenvolvido o teste de rebitagem líquida especifico para este estudo, no qual, a partir de 3 células de cargas dispostas 120° distantes uma das outras são determinadas as forças máximas atuantes durante o processo de fixação, assim como a rebitagem líquida advinda do processo e das configurações de material e rebite utilizadas.

Para esta validação foram utilizadas 3 pressões de rebitagem distintas, 4 , 5,5 e 7 bar de pressão pneumática, para o rebite aço 1010 16, e pressões de 6, 7 e 8 bar para os rebites maiores.

Como discutido na seção anterior, a partir dos testes de compressão axial, foram definidos os raios dos punções para a continuidade do trabalho: 1,40 mm (para o rebite aço 1010 16), 1,60 mm e 1,80 mm (para o rebite de aço 1010 20) e para o rebite de latão 2,2 mm de raio.

O primeiro teste foi realizado com o objetivo de avaliar a influência do material de atrito na rebitagem. Os resultados são apresentados na Tabela 6.9.

Tabela 6.9 – Resultados da rebitagem líquida, considerando a utilização de diferentes materiais de atrito.

	Força líquida rebitagem(N)		
Pressão (bar)	Material A	Material B	Material C
4,0	918	905	1074
	1018	942	1020
	1051	917	1069
5,5	2410	2504	2500
	2512	2626	2458
	2516	2528	2556
7	3946	3897	3099
	4161	3862	2997
	3766	3867	3389

Média (4 bar)	996	921	1054
Desvio (%)	7	2	3
Média (5,5 bar)	2479	2553	2505
Desvio (%)	3	3	2
Média (7 bar)	3958	3875	3162
Desvio (%)	5	1	6

Como pode-se verificar, a energia líquida de rebitagem independe do material de atrito utilizado, mostrando assim que está mais relacionada com as condições geométricas da sede do rebite do que com o material de atrito utilizado. Outro ponto que se pode concluir a partir da análise da Tabela 6.9, é que o método utilizado para validação possui uma boa significância, mostrando erros menores que 5%.

O material C possui uma energia líquida menor na pressão de 7 bar, pois rompeu completamente após a aplicação da carga. A relação entre carga e critério de falha será discutida mais adiante. Os testes utilizaram rebite de aço 1010 16.

Para avaliar a condição metalúrgica do material do rebite, foram avaliados diferentes materiais, mantendo o material de atrito como uma constante. Os resultados são apresentados na Tabela 6.10

Tabela 6.10- Resultados da rebitagem líquida, considerando diferentes materiais de rebite.

	Força líquida de rebitagem (N)	
Pressão (bar)	Rebite aço	Rebite latão
6	570	726
	480	740
	610	817
7	2050	505
	1780	516
	1920	563
8	2898	715
	2887	812
	2728	840

Média (4 bar)	553	761
Desvio (%)	12	7
Média (5,5 bar)	1917	528
Desvio	7	6
Média (7 bar)	2838	789
Desvio	4	3

Os resultados obtidos indicaram que a força líquida de rebitagem tem total influência do material do rebite utilizado, e que para o rebite de latão, independente da força utilizada no processo, não há aumento da retenção de rebitagem líquida, que pode estar associada ao colapso do rebite no interior do furo. Isso faz com que, independente da quantidade de deformação, a energia é transferida para o modo de conformação em colapso, gerando assim um aumento do diâmetro do tubo, o que ocasiona um travamento na região interna, sendo este modo de conformação não tão efetivo quanto à conformação por inversão na rebitagem.

Para verificar esta hipótese, foi rebitada uma lona de freio produzida com o mesmo material e cortada uma seção do furo após a rebitagem, de acordo com a Figura 6.9.

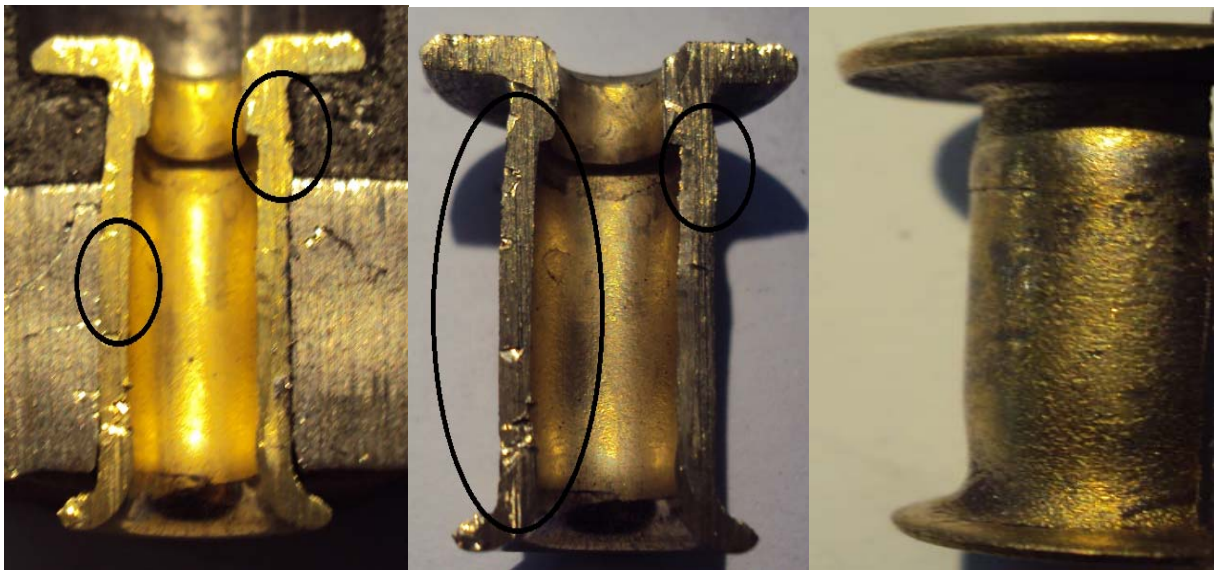

Figura 6.9 – Imagens do rebite de latão no interior do furo. Pontos evidenciados indicam o colapso e o aumento do diâmetro no travamento do rebite.

Pelas imagens da Figura 6.9, o rebite colapsa na região superior, próximo à cabeça do rebite, aumentando o diâmetro e gerando um ponto de travamento. Assim, não há mais inversão ou geração de rebitagem líquida. Nesse caso, a maioria da energia imposta no processo é convertida para o colapso do rebite, e independentemente desta força, nenhuma força axial adicional é imposta ao material de atrito, sendo a maior parte desta força entregue para o aumento do diâmetro do rebite.

Fazendo uma análise a partir da força máxima exercida durante o processo de rebitagem (somatória das forças máximas exercidas sobre as células de carga) é possível avaliar também a validade do critério de falha discutido anteriormente, assim como validar o modelo de inversão e colapso para um processo com uma taxa maior de aplicação de carga.

Considerando a validação do critério de falha, seguem na Figura 6.10, as forças máximas encontradas para cada condição e material utilizado.

De acordo com Figura 6.10, é possível verificar que para o material A, considerando a linha paralela em azul, o material de atrito deverá trincar ou romper somente acima da aplicação de um pressão de linha de 7 bar (21966 N). O material C deverá trincar ou romper acima da pressão de linha de 4 bar (16741 N). Já o material B não deverá romper em nenhuma das condições. O critério de falha se mostrou bastante representativo, conforme é possível verificar nas Figuras 6.11 e 6.12. O material C trincou na aplicação da fixação em 5,5 bar, e rompeu por completo na aplicação da pressão de 7 bar.

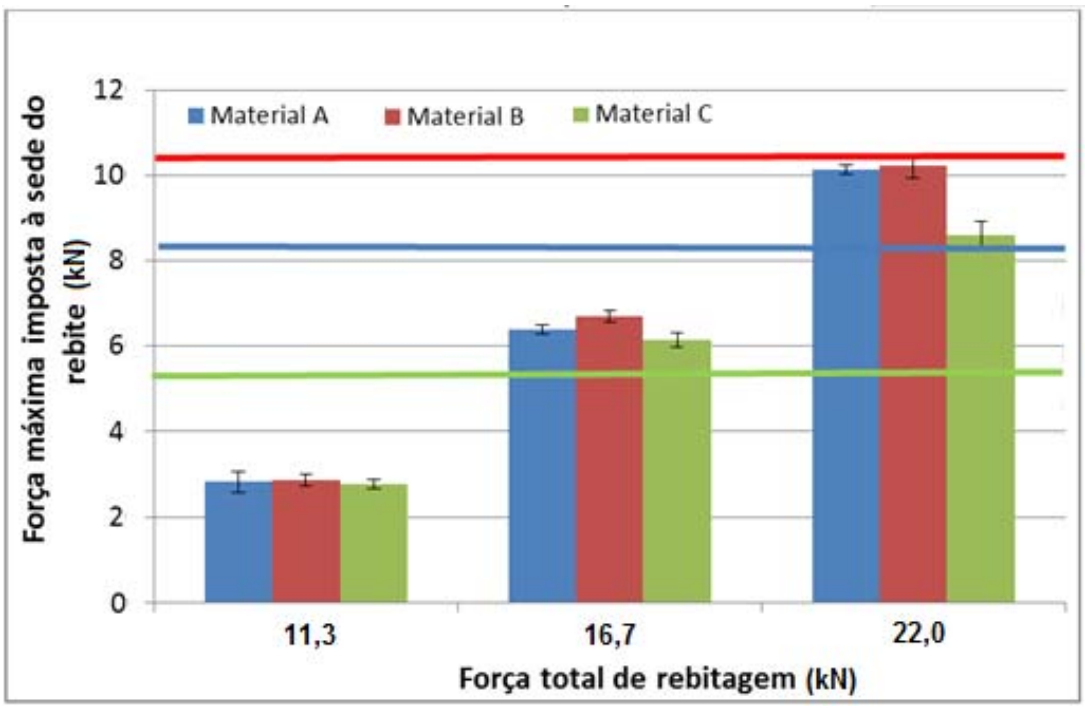

Figura 6.10 – Força máxima imposta pelo processo de rebitagem (colunas) em função da força máxima admissível para os materiais utilizados (linhas paralelas).

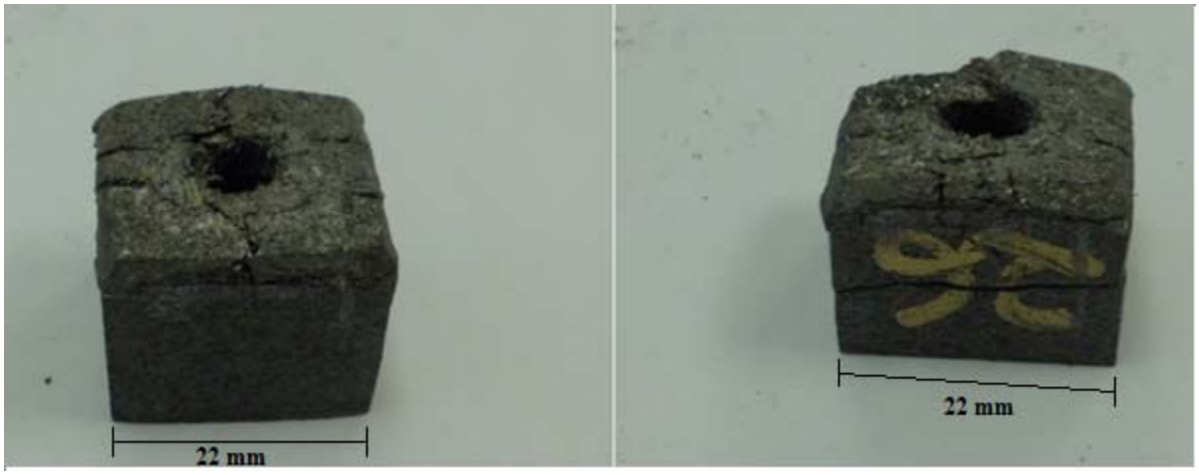

Figura 6.11 – Imagens dos insertos do material C após teste com 5,5 bar (esquerda) e 7 bar (direita) de pressão de linha: trincas devido ao atingimento de pressões elevadas.

Já o material A trincou nas pressões de 7 bar, conforme figura abaixo, mostrou também boa correlação com o critério escolhido. O material B não trincou ou rompeu em nenhuma das condições dos testes.

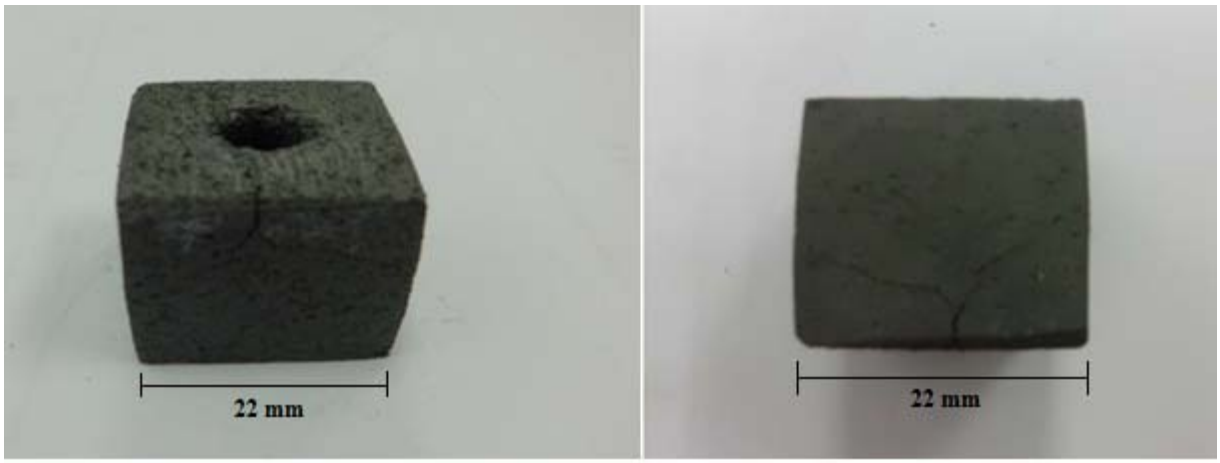

Figura 6.12 – Imagens dos insertos do material A após teste com 7 bar de pressão de linha: trincas devido ao atingimento de pressões elevadas.

Conforme Figura 6.12, é possível visualizar que a força aplicada no processo atingiu o limite máximo da resistência para o material B, ou seja, o material possui uma força líquida de rebitagem máxima para esta configuração de sede de rebite e material de rebite.

Considerando a força máxima do processo de fixação, também é possível validar o modelo proposto para determinar a carga máxima para inversão/colapso dos rebites utilizados, correlacionando valores teóricos e valores experimentais para um processo na qual há uma maior velocidade de deformação.

Subtraindo a força máxima imposta pela rebitadeira, conforme Figura 6.10, pela força máxima imposta sobre as células de carga, é possível determinar a carga utilizada para deformação do rebite até o momento onde ocorre a restrição à inversão no momento do contato do rebite com o patim. O comparativo entre a carga teórica e a carga experimental, considerando diferentes cargas pode ser verificado nas Tabelas 6.11 e 6.12.

Conforme a Tabela 6.11, é possível verificar que a energia para conformação do rebite aço 1010 16 varia de acordo com a pressão utilizada, possivelmente pelo fato da ocorrência de alguma instabilidade interna (flambagem e colapso) não verificada nos testes de rebitagem em vazio, aproximando-se assim da energia para o colapso. Como forma de se definir uma carga experimental válida, foi realizada a média dos valores obtidos no teste, retirando-se os valores onde houve quebra ou ruptura dos materiais.

Tabela 6.11 - Forças máximas do processo de rebitagem e energia necessária para conformação do rebite (aço 1010 16).

		Força máxima lida pelas células de carga(N)			Energia para inversão/colapso(N)		
Pressão de linha (bar)	Força máxima rebitadeira (N)	Material A	Material B	Material C	Material A	Material B	Material C
4,0	11277	2550	2795	2795	8727	8482	8482
	11277	2913	2777	2658	8364	8500	8619
	11277	3001	3011	2854	8276	8266	8423
5,5	16741	6453	6865	6061	10288	9876	10680
	16741	6463	6649	6031	10278	10092	10710
	16741	6266	6600	6345	10475	10141	10396
7	21966	10101	9964	8697	11865	12002	13269
	21966	10062	10199	8855	11904	11767	13111
	21966	10248	10513	8238	11718	11453	13728
				Média da energia inversão/ colapso (N)	9584		
				Desvio	1285		

Tabela 6.12 - Forças máximas do processo de rebitagem e energia necessária para conformação do rebite (aço 1010 20 e latão).

		Força máxima lida pelas células de carga(N)		Energia para inversão colapso(N)	
Pressão de linha (bar)	Força máxima rebitadeira (N)	aço 1010 20	Latão	aço 1010 20	Latão
6,0	18289	1696	6876	16593	11413
	18289	1368	6950	16921	11339
	18289	1762	7494	16527	10795
7,0	21966	6073	9115	15893	12851
	21966	5566	9196	16400	12770
	21966	5711	9458	16255	12508
8,0	25399	8345	12929	17054	12470
	25399	8654	12783	16745	12616
	25399	8370	13000	17029	12399
			Média da energia inversão/colapso (N)	16602	12129
			Desvio (N)	384	743

Para os rebites de aço 1010 20 e latão, é possível verificar que as energias envolvidas no processo de conformação do rebite podem ser extraídas do teste de rebitagem líquida, e que para os rebites de aço 1010 20 e rebite de latão, estas forças possuem baixa variação, independente das forças de rebitagem utilizadas.

A não ocorrência da grande variação nas forças vistas no rebite de aço 1010 16 pode ser explicada pelo fato de que as forças de rebitagem envolvidas para o rebite de aço 1010 20 e de latão estarem bem abaixo das forças máximas permitidas para o material avaliado, visto que neste caso a parcela da energia de colapso, após travamento no patim, ser menor.

Considerando a média e desvio mostrados nas Tabelas 6.11 e 6.12, para cada rebite e pressão utilizados, é possível comparar aos resultados experimentais realizados em vazio (sem material de atrito) e com os valores teóricos obtidos através da Equação 6.1, adicionados os resultados experimentais encontrados na rebitadeira.

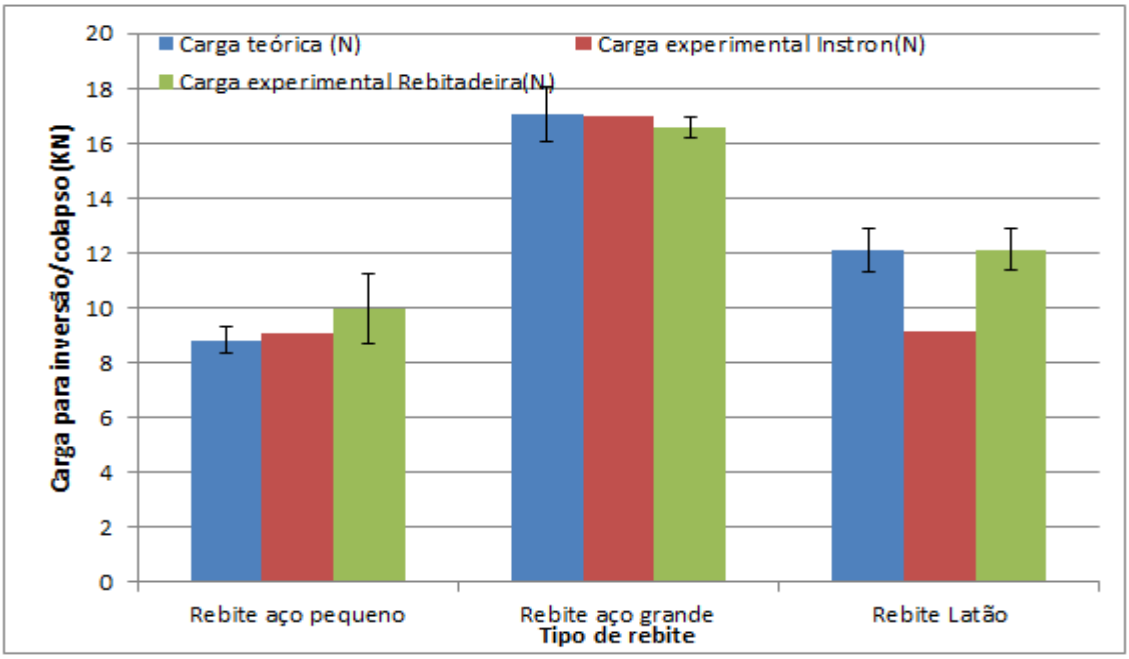

Figura 6.13 – Comparativo entre resultados teóricos, resultados experimentais (máquina de ensaio) x resultados experimentais (rebitadeira).

Com base na Figura 6.13, é possível verificar que, considerando a variação dos resultados experimentais realizados no teste de rebitagem líquida, os valores teóricos calculados se encontram dentro da faixa de variação dos resultados experimentais.

Outro ponto verificado é que os resultados experimentais encontrados para o latão, no teste com a rebitadeira, se aproximaram dos resultados teóricos. Esta aproximação pode ser

explicada pelo fato do furo do patim e do material de atrito servir como um guia durante a conformação do rebite, gerando pontos de ancoragem que eliminariam o efeito da flambagem na rebitagem, aproximando assim os resultados experimentais dos teóricos.

6.5. VALIDAÇÃO DO EQUACIONAMENTO MATEMÁTICO ANALÍTICO

Para validação do modelo analítico representado pela Equação 6.1, foram utilizados os resultados de rebitagem líquida do material B, na pressão de linha de 7 Bar, pois foi o único material em que as forças de rebitagem se aproximaram dos valores máximos para a ruptura do material de atrito.

Considerando apenas os valores teóricos para a inversão do rebite, e os valores de força máxima admissível para o material, como apresentado anteriormente, os valores a serem utilizados na Equação 6.1 estão dispostos na Tabela 6.13.

Tabela 6.13– Valores teóricos de entrada para verificação do equacionamento matemático proposto.

Força máxima rebitadeira (kN)	22,0
Forma máxima admissível Material B (kN)	10,5
Força necessária para conformação do rebite até o ponto de ancoragem (kN)	9,5

Considerando os valores dispostos na Tabela 6.13, o comparativo entre os valores teóricos de rebitagem líquida e os valores práticos pode ser visto na Figura 6.14 A. De acordo com os resultados, o erro entre o modelo proposto e o experimental, considerando o valor médio foi 34 % inferior ao verificado.

Nos testes de rebitagem para o Material B, foi encontrada uma grande variação na energia necessária para deformação do rebite, a qual, discutida anteriormente, foi explicada pela ocorrência de instabilidades como colapso e flambagem durante os testes. A Figura 6.14 B traz um comparativo entre os resultados obtidos na abordagem teórica e os verificados experimentalmente, considerando as margens experimental e teórica.

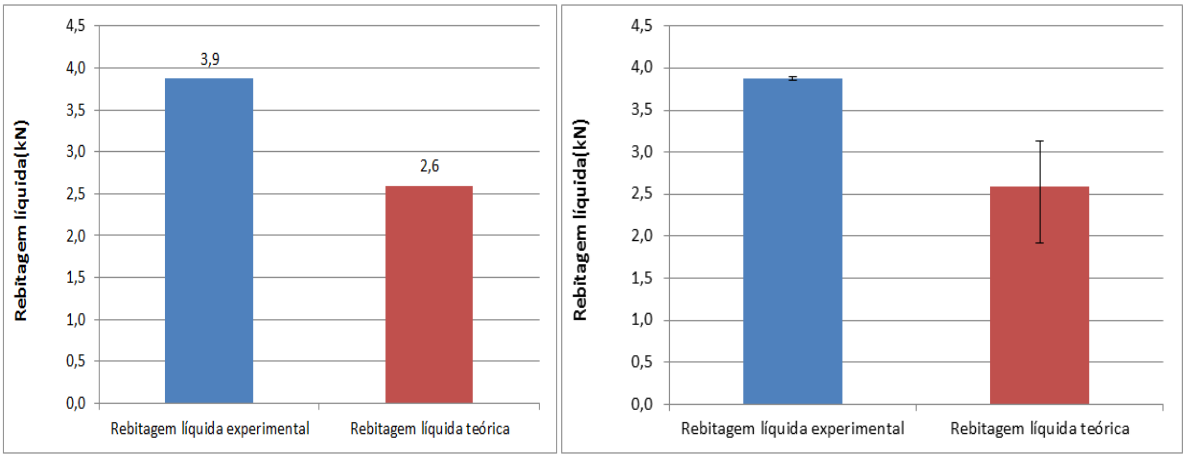

Figura 6.14 – Resultados teóricos e resultados experimentais determinados para a rebitagem líquida (A- Valores téoricos x experimentais; B- Considerando o erro do método).

Ou seja, apesar de se considerar a variação experimental verificada para a energia necessária para conformação do rebite, o valor médio teórico encontrado ainda é muito inferior aos valores de rebitagem líquida encontrados experimentalmente.

Analisando mais a fundo os resultados experimentais encontrados na rebitadeira, foi possível verificar que existe uma parte da energia máxima fornecida às células de cargas que fica retida na interface após a fixação. Essa energia retida é a relação entre a força máxima imposta sob as células de carga e a força de rebitagem líquida após a retirada da carga. Os resultados para o material B em análise para todas as pressões testadas podem ser visualizados na Tabela 6.14.

Tabela 6.14 – Valores da relação entre energia máxima lida nas células de carga e energia retida após aplicação da carga para o rebite de aço 1010 16.

Material B		
Rebitagem líquida (N)	Força máxima célula de carga (N)	Relação rebitagem líquida e força máxima (%)
906	2795	32%
943	2777	34%
918	3011	30%
2505	6865	36%
2626	6649	40%
2529	6600	38%
3898	9964	39%
3863	10199	38%
3867	10513	37%

É possível verificar que existe uma constância na relação entre a força máxima lida nas células de carga e a rebitagem líquida obtida após a retirada da força de compressão axial. Parte da retenção está relacionada ao retorno elástico do rebite, pois após a aplicação da força máxima sobre a sede do rebite, há um retorno elástico do mesmo, liberando parte da energia existente na interface material de atrito e patim. Considerando o material em análise, para os cálculos foi utilizado o valor teórico para a quebra (10560 N), sendo este muito similar aos 10250 N de força máxima média lida nas células de carga quando se utilizou 7 bar de pressão de linha. Relações similares foram encontradas para a rebitagem com o rebite de aço 1010 20, segundo a Tabela 6.15.

Tabela 6.15- Valores da relação entre energia máxima lida nas células de carga e energia retida após aplicação da carga para o rebite de aço 1010 20.

MATERIAL A (Rebite aço 1010 20)		
Rebitagem líquida (N)	Força máxima célula de carga (N)	Relação rebitagem líquida e força máxima (%)
570	1696	34%
480	1368	35%
610	1762	35%
2050	6073	34%
1780	5566	32%
1920	5711	34%
2898	8345	35%
2887	8654	33%
2728	8370	33%

Ou seja, de acordo com o mostrado nas Tabelas 6.14 e 6.15, para o rebite de aço 1010 16 em torno de 64% da energia imposta na sede do rebite (após conformação do rebite até a obstrução do patim) são perdidos após a retirada da carga. Para o rebite de aço 1010 20 esse valor é em torno de 66%.

Como uma deformação de 0,44 mm na sede do rebite para o material B, por exemplo, representa uma energia de deformação de 10560 N, uma retração elástica do rebite após a retirada da carga pode ser bastante impactante para o resultado final do valor de rebitagem líquida teórico.

A partir desta análise, é possível inferir que a rebitagem líquida máxima admissível de ser aplicada na interface material de atrito e patim é totalmente dependente da energia máxima

suportada pela sede do rebite (propriedade elástica do material de atrito) e da retração elástica do rebite (propriedade elástica e geométrica do rebite).

Com base nessas informações, é possível ajustar a Equação 6.1 proposta, considerando assim a perda de energia de retenção representada pelo retorno elástico do rebite, conforme Equação 6.2.

$$F_{RL} = P_{reb} - 8{,}98.F_{inver}.\ Y.t^{(3/2)}.\ D^{(1/2)} - M_{sr}.\ X_{quebra} \qquad \text{Equação 6.2}$$

Considerando somente a energia máxima para a quebra da sede do rebite, surge a Equação 6.3:

$$F_{RL} = (M_{sr}.\ X_{quebra})\ x\ \%_{\text{ret. elástico}} \qquad \text{Equação 6.3}$$

Onde $\%_{\text{ret. elástico}}$ representa a parte da energia perdida devido ao retorno elástico.

Considerando a energia para a inversão, a Equação 6.3 pode ser alterada gerando a Equação 6.4.

$$F_{RL} = (P_{reb} - 8{,}98.F_{inver}\ .Y.\ t^{(3/2)}.\ D^{(1/2)})\ x\ \%_{\text{ret. elastic}} \qquad \text{Equação 6.4}$$

Onde, $P_{reb} - 8{,}98.\ F_{inver}.\ Y.t^{(3/2)}.\ D^{(1/2)}$ representa a energia máxima imposta na sede do rebite, sendo que quando ela atinge a energia máxima de deformação suportada pela sede do rebite, a mesma pode ser representada pela Equação 6.3.

Considerando os valores teóricos, o comparativo utilizando as 3 equações propostas no equacionamento da rebitagem líquida está disposto na Figura 6.15.

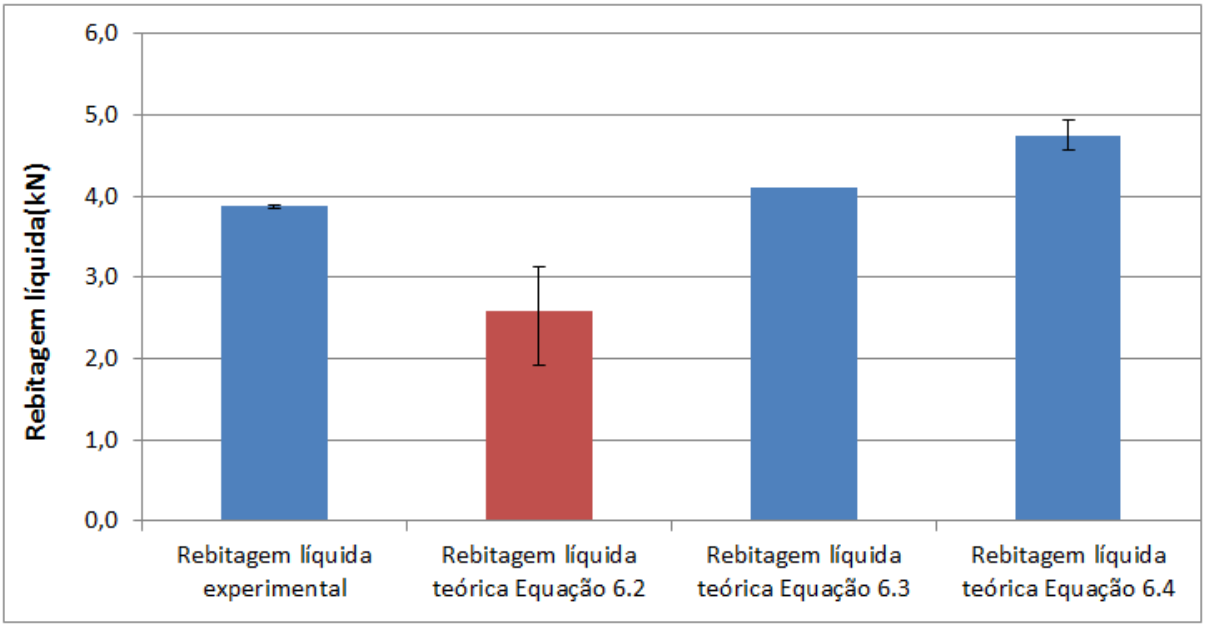

Figura 6.15 – Comparativo dos resultados experimental x resultados teóricos para cada uma das equações propostas

Como pode ser visto, considerando a Equação 6.3 (utilizando o valor teórico da resistência máxima da sede do rebite e a média de retenção após a aplicação da carga), o erro entre o valor teórico e o experimental é de aproximadamente de 6%. Considerando a Equação 6.4 (diferença entre força total aplicada e a energia para deformação do rebite) o erro entre o valor teórico e o experimental é de 22 %. Considerando a variação, o erro no desvio mínimo é de 16%. Este erro maior verificado na utilização da Equação 6.4 pode ser explicado pelo fato da energia máxima aplicada na sede do rebite ter sido inferior à energia máxima suportada (aproximadamente 250 N a menos).

7. CONCLUSÕES

Os resultados obtidos neste trabalho permitem inferir as seguintes conclusões:

- O estudo realizado dos modos de deformação do rebite utilizando modelos matemáticos existentes na literatura para prever a inversão e o colapso de tubos metálicos indicou que na rebitagem existem os dois modos, e que quando o mesmo for predominantemente por colapso, há um travamento na região interior da sede do rebite e furo do patim, reduzindo assim, o potencial de rebitagem, este modo de falha foi verificado na utilização do rebite de latão. Quando o mesmo acontece via inversão do rebite, é possível prever a rebitagem líquida e há uma maior retenção de energia após a retirada da carga no processo de rebitagem (Predominantemente rebites de aço).
- Foi verificado que o critério de falha escolhido para o material de atrito se mostrou representativo da aplicação e que é possível prever a falha do componente via análise de Weibull da deformação máxima da sede do rebite, aliada à determinação do módulo de resistência da sede, o qual é dependente do material de fricção utilizado, e da geometria de sede de rebite escolhida.
- Com o estudo realizado é possível inferir que o procedimento para determinação da rebitagem líquida, assim como, o dispositivo utilizado nos testes se mostrou representativo, mostrando uma constância nos resultados obtidos.
- Foi verificado que a energia máxima teórica e experimental para deformação do rebite é totalmente dependente do lubrificante utilizado, do material de rebite definido em projeto, das variações geométricas do rebite assim como dos punções utilizados, mostrando boa correlação com a literatura.
- É possível inferir que a utilização de uma equação que leva em conta uma energia intermediária entre o colapso e a inversão se mostrou bastante representativa do processo de rebitagem e que a utilização de um fator de inversão, levando em conta resultados experimentais obtidos na literatura, pode ser utilizada para prever forças para deformação do rebite.
- Foi verificado que tanto na utilização de um método *quasi*-estático, assim como um método com maiores velocidades de deformação, a equação proposta apresentou resultados bem aproximados aos valores experimentais, e que no método *quasi*-estático, a condição metalúrgica do material do rebite, assim como as variáveis geométricas têm maior influência nos resultados experimentais.

- Após análise dos resultados experimentais do teste de rebitagem, é possível inferir, via uma equação analítica considerando a energia dissipada devido à retração elástica do rebite, boa correlação entre resultados experimentais e téoricos para determinação da energia líquida após retirada da carga no processo de rebitagem. Esta análise é muito útil na determinação do material do rebite, assim como no projeto de juntas rebitadas na indústria da fricção.
- Com base nos resultados é possível concluir que, com a metodologia empregada, consegue-se determinar a energia líquida do processo de rebitagem com erros aceitáveis, com redução no tempo e custos do projeto, assim como serve de base para a alteração da quantidade furos e quantidade de rebites necessária para suportar uma determinada força cisalhante de projeto, reduzindo assim custos e tempo de processo.

8. SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS

Os resultados obtidos neste trabalho permitem sugerir os seguintes temas para trabalhos futuros:

- Avaliar diferentes materiais de rebite e diferentes geometrias (por exemplo, rebite de alumínio, rebites com menor espessura) como forma de aproximar o modelo para que ocorra somente inversão;
- Medir as constantes plásticas do rebite via ensaio de compressão como forma de refinamento do equacionamento proposto;
- Refinar o fator de inversão proposto, avaliando a energia necessária para a deformação do rebite para diferentes ângulos de deformação (conforme estudo realizado por outros autores);
- Fazer um estudo mais aprofundado do efeito da retração elástico do rebite como forma de refinar a equação proposta para predição da rebitagem líquida.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[1] ERICKSON, M; BERGMAN, F; JACOBSON, S. **On the nature of tribological contact in automotive brakes**. Wear. Vol 25, pgs 26-36, 2002.

[2] CHO, M.H. et all. **Effects of ingredients on tribological characteristics of a brake lining: an experimental case study.** Wear. Vol 258; pgs 1682-1687,2005.

[3] CASARIL, A. **Modelagem matemática e avaliação experimental do módulo de elasticidade de materiais compósitos particulados de matriz fenólica para uso como material de fricção**. Dissertação (Mestrado em Engenharia). UFRGS; 67 pgs.; Porto Alegre; 2009.

[4] ZHANG, K; CHANG, H; LI, Y. **Rivet Process Modelling and Simulating for Deformation Analysis for Aircraft's Thin-walled Sheet-metal Parts**. Chinese Journal of Aeronautics, Xi'an; nº 24; Pg 369-377; Jul/Out. 2010.

[5] CHENOT, J; et all. **Numerical and Experimental Studies of the riveting process and the strength of the riveted joints**. Metal Forming, Paris.

[6] AL-QURESHI, H.A. **Composite Materials: Fabrication and Analysis**. 3rd Edition; Instituto Tecnológico da Aeronáutica; 1988.

[7] CALLISTER JR., W.D. **Materials Science and Engineering: An Introduction.** 5ª Edição; Wiley; 2000.

[8] MATOZO, L.T.; MENETRIER, A.; TAMAGNA, A.; **Analysis of High Dumping Underlayer Materials for Brake Pads and its Effects on NVH Performance.** In: Proceedings of the 24th Annual Brake Colloquium; SAE International; 2006.

[9] NICHOLSON, G. **Facts about friction**. 1º Edition, Editora P&W Price Enterprises, 1995.

[10] ERTAN, R., YAVUZ, N. **An experimental study on the effects of manufacturing parameters on the tribological properties of brake lining materials**. Wear. Vol 268; pp. 1524-1532; 2010.

[11] XIN, X.; XU, C.G.; QUING, L.F. **Friction properties of sisal fibre reinforced resin brake composites**. Wear. Vol 262; pp. 736-741; 2007.

[12] SAFFAR, A. SHOJAEI, A. **Effect of rubber component on the performance of brake friction materials**. Wear. Vol 274-275, pp. 286-297, 2012.

[13] LIMPERT, R. **Brake Design and Safety**. 2ª Edição, Editora SAE USA, 1999.

[14] GALÁRRAGA, E.G.C. **Estudo do desgaste em materiais utilizados em discos de freio de ferro fundido com grafita lamelar e vermicular**. Tese (Doutorado em Engenharia) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2002.

[15] CANALI, R.J. **Determinação das propriedades físicas de diferentes materiais para discos e pastilhas de freio e relação destas propriedades com ruído**. Dissertação (Mestrado em Engenharia) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul - UFRGS, **2002.**

[16] HAUG, T. REBSTOCK, K. **New material technologies for brakes.** Advanced Brake Technology - SAE International, 2003.

[17] STEFFEN, T. **Hot spot simulation. Braking 2006 - Advances in vehicle braking technology -** Conference Proceedings. 2006.

[18] FAISHAL, K. **Impact of Riveting Sequence,Pitch and Gap between Sheets on Quality of Riveted Lap Joints**. 71 pgs. Dissertação de mestrado em Engenharia Mecânica. Bangladesh University of Engineering and Technology (BUET). Bangladesh. 2006.

[19] Arial supaset rivets for air drum brakes . Disponível em: http://www.fuerniss.de/de/kataloge.html?file=t1_files/Fuerniss%20GmbH/downloads/produktkataloge/Supaset.pdf.

[20] AL-QURESHI, H.A. **Influence of work-hardening on the collapse of thin-walled cylindrical shell, an upper-bound approach**. Revista ITA Engenharia, Brasil; v. 5; nº. 1; pgs 10-17; 1984.

[21] BRUHN E. F. **Analysis and design of flight vehicle structures**. Tri-State Offset Co, 1965.

[22] HART-SMITH, L.J. **Buckling of thin Cylindrical Shells under Uniform Axial Compression**. Int. J. Mech Sci., Vol 12, 1970, pp 229-313.

[23] POSTLETHWAITE, H.E; MILL, B. **Use of Collapsible Structural Elements as Impact Isolators, With Special References to Automotive Application.** Journal of Strain Analysis, Vol 5, nº 1, 1970, p 58-73.

[24] RAWLINGS, B. **Energy Absorption of Dynamically and Statically Tested Mild Steel Beams under Condition of Gross Deformation.** Int. J. Mech. Sci. Vol 9, 1967, pp 663.

[25] DONELL, L.H.; WAN, C.C. **Effect of Imperfections on Buckling of Thin Cylinders and columns Under Axial Compression.** J. Appl . Mech. Vol 17, 1950, pp 73.

[26] MEIER, L.H. **On the dynamics of Elastic Buckling.** J Aeronaut sci, Vol 12, 1945, pp 433

[27] LIPPMANN, H. **Elastic and Plastic Waves in Axially Impacted Rods.** Z. Angew Math Mech, Vol 17, 1966, pp.62.

[29] AL-QURESHI, H.A; DE MORAIS, G.A. **Analytical Investigation of Thin-Walled Tube Expansion by the inversion Process.** An ASME Publication nº 76 December- 9, 1976.

[30] ALEXANDER, J.M. **An approximate analysis of the collapse of cylindrical shells under axial load.** Quart. J. Mech. And Applied Maths, Vol 13, nº 10, 1960, pags 10-15.

[31] AL-QURESHI, H.A. **Processos e mecanismos da conformação dos metais**. 1991. Apostila.

[32] CASARIL, A. **Tenacidade à fratura de Materiais Compósitos de Fricção como Requisito de Projeto de Componentes de Frenagem para a Indústria Automobilística**. Tese (Doutorado em Engenharia). UFRGS, Porto Alegre, 2013.