

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL  
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E DA TECNOLOGIA  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**LEANDRO FABRIS BRISTOT**

**ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DE PARÂMETROS DE ENGENHARIA PARA A  
DETERMINAÇÃO DA FORÇA CRÍTICA DE FLAMBAGEM DE UM CILINDRO  
HIDRÁULICO TELESCÓPICO**

**CAXIAS DO SUL**

**2015**

**LEANDRO FABRIS BRISTOT**

**ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DE PARÂMETROS DE ENGENHARIA PARA A  
DETERMINAÇÃO DA FORÇA CRÍTICA DE FLAMBAGEM DE UM CILINDRO  
HIDRÁULICO TELESCÓPICO**

Trabalho de Estágio II apresentado como requisito parcial para a conclusão do curso de Engenharia de Mecânica na Universidade de Caxias do Sul.

Orientador: Prof. Me. em Engenharia André Alaniz Cesário.

**CAXIAS DO SUL**

**2015**

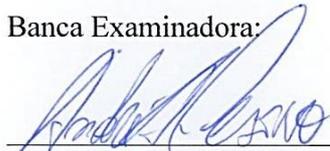
**LEANDRO FABRIS BRISTOT**

**ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DE PARÂMETROS DE ENGENHARIA PARA A  
DETERMINAÇÃO DA FORÇA CRÍTICA DE FLAMBAGEM DE UM CILINDRO  
HIDRÁULICO TELESCÓPICO**

Trabalho de conclusão da disciplina de Estágio II (MEC0258) apresentado à Universidade de Caxias do Sul como pré-requisito para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico.  
Área de concentração: Análise estrutural

**APROVADO EM 03 / 12 / 2015**

Banca Examinadora:



Prof. Me. Eng. André Alaniz Cesário  
Universidade de Caxias do Sul - UCS



Prof. Dr. Eng. Leandro Luís Corso  
Universidade de Caxias do Sul - UCS



Prof. Me. Eng. Deives Roberto Bareta  
Universidade de Caxias do Sul - UCS



Eng. Otávio Zambarda Junior  
Universidade de Caxias do Sul - UCS

## AGRADECIMENTOS

Agradeço em primeiro lugar a Deus por tudo.

Agradeço a minha família por terem me proporcionado a oportunidade de estudar engenharia mecânica, aos pais que não mediram esforços e sempre incentivaram a busca por melhores resultados no crescimento pessoal e profissional, a minha irmã Kelin pelo apoio psicológico durante as longas horas de conversas sobre as dificuldades da vida profissional e acadêmica e ao meu cunhado e agora engenheiro Alexandre com o qual pude partilhar discussões técnicas ao longo desses anos.

Agradeço a minha namorada Gabriela pela paciência para comigo durante todo o período de graduação e principalmente durante a elaboração deste trabalho.

Agradeço ao professor André Alaniz Cesário pela paciência, pelos esforços realizados, pelo tempo empenhado e por colaborar com sua experiência profissional tornando possível a elaboração deste estudo.

Agradeço a todo corpo docente do curso de engenharia mecânica, pois de alguma maneira todos foram importantes para mim neste caminho.

Agradeço a empresa Hyva por ter possibilitado a realização dessas análises no ambiente de trabalho, e principalmente ao Otávio Zambarda Junior por me apoiar na busca por novos conhecimentos na área. Gostaria de agradecer também ao diretor técnico da empresa Jacob Biemond e ao engenheiro de produto Scott Kruup pelo auxílio prestado no desenvolvimento deste trabalho.

## RESUMO

Cilindros hidráulicos operam com carregamentos de compressão e, por se tratarem de membros esbeltos, devem ser dimensionados quanto à flambagem. Tradicionalmente, parâmetros como a pressão interna do cilindro, o atrito nos mancais e o peso do atuador são negligenciados neste dimensionamento. No presente trabalho foi realizada uma avaliação quantitativa quanto à influência destes parâmetros no dimensionamento dos cilindros. As análises foram realizadas com base no Método dos Elementos Finitos utilizando o software comercial ANSYS 15.0. Dos resultados encontrados, o que apresentou maior participação na variação da carga crítica de flambagem foi a pressão exercida pelo fluido hidráulico, sendo responsável por uma diferença de 13,1%, ao passo que a análise realizada com a força compressiva, a pressão, o atrito nas articulações e o peso próprio do atuador hidráulico resultou em uma variação de 13,6%.

**Palavras-chave:** Cilindro hidráulico telescópico, flambagem, atrito, Método de Elementos Finitos, ANSYS.

## ABSTRACT

Hydraulic cylinders operate with pressure and, being shaped as thin limbs, must be designed taking the buckling process into account. Traditionally, parameters such as the cylinders' internal pressure, friction and weight are neglected at the design stage. On the present study, a quantitative evaluation regarding the influence of these parameters was performed. The analyses were based on The Finite Elements Method using the commercial software ANSYS 15.0. From the obtained results, the one that showed greater influence on the definition of the critical load was the pressure from the hydraulic oil, accounting for a difference of 13,1%, while the analysis made with the compressive force, inner pressure, friction on the rotating points and cylinder weight resulted in a variation of 13,6%.

**Key words:** Hydraulic telescopic cylinder, buckling, friction, Finite Elements Method, ANSYS

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 2.1 - Flambagem de colunas.....	13
Figura 2.2 - Flambagem de colunas.....	14
Figura 2.3 - Cilindro simples ação.....	16
Figura 2.4 - Cilindro dupla ação .....	17
Figura 2.5 - Cilindro telescópico simples ação.....	17
Figura 2.6 - Cilindro telescópico simples ação.....	18
Figura 2.8 - Atrito em mancais radiais .....	21
Figura 2.9 - Etapas de processamento .....	22
Figura 2.10 - Tipos de elementos .....	23
Figura 2.11 - Deslocamentos generalizados .....	25
Figura 3.1 - Modelo CAD não simplificado .....	27
Figura 3.2 - Modelo CAD simplificado.....	27
Figura 3.3 - Região de contato entre as hastes.....	28
Figura 3.4 - Malha de elementos finitos .....	29
Figura 3.5 - Restrições de movimento .....	30
Figura 3.6 - Carregamentos .....	30
Figura 3.7 - Análise estrutural estática .....	31
Figura 3.8 - Análise de flambagem linear .....	32
Figura 3.9 - Principais dimensões da caixa de carga .....	33
Figura 3.10 - Triângulo do mecanismo de basculamento .....	34
Figura 3.11 - Restrição de movimento no mancal superior.....	35
Figura 3.12 – Pressão interna exercida pelo óleo hidráulico .....	36
Figura 3.13 – Peso próprio do atuador hidráulico .....	37
Figura 3.14 - Momento gerado pelo atrito na fixação superior .....	38
Figura 3.15 - Momento gerado pelo atrito na fixação inferior .....	38
Figura 4.1 - Flambagem linear Avaliação 5 .....	40

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	Área efetiva do êmbolo ( $\text{mm}^2$ )
$E$	Módulo de elasticidade do material (GPa)
$F$	Força exercida pelo cilindro (N)
$F_{max}$	Força exercida pelo cilindro (N)
$F_s$	Força de atrito estático (N)
$F_k$	Força de atrito dinâmico (N)
$I$	Momento de inércia da seção ( $\text{mm}^4$ )
$L_1$	Comprimento da coluna (mm)
$L_2$	Carregamento que está incidindo sobre o eixo (N)
$M$	Momento interno da coluna (N.m)
$M_{inf}$	Momento gerado pelas forças de atrito no mancal inferior (N.m)
$M_{sup}$	Momento gerado pelas forças de atrito no mancal superior (N.m)
$N$	Força normal (N)
$n$	Número de inflexões da coluna (...)
$P$	Força aplicada na coluna (N)
$p$	Pressão interna no cilindro (MPa)
$p_{max}$	Pressão interna máxima permitida para o cilindro (MPa)
$P_{cr}$	Carga crítica de flambagem (N)
$r$	Raio do eixo (mm)
$v$	Momento fletor no ponto de análise (N.m)
$x$	Distância entre a extremidade da coluna e o ponto de análise (mm)
$\mu$	Coefficiente de atrito (...)
$\mu_k$	Coefficiente de atrito dinâmico (...)
$\mu_s$	Coefficiente de atrito estático (...)

## SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO .....	8
1.1	DESCRIÇÃO DA EMPRESA.....	9
1.2	JUSTIFICATIVA DO TRABALHO .....	9
1.3	OBJETIVOS DO TRABALHO .....	10
1.3.1	<b>Objetivo geral</b> .....	10
1.3.2	<b>Objetivos específicos</b> .....	10
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	11
2.1	MODOS DE FALHA .....	11
2.1.1	<b>Flambagem</b> .....	12
2.2	CILINDROS HIDRÁULICOS .....	15
2.2.1	<b>Tipos de cilindros hidráulicos</b> .....	16
2.3	ATRITO .....	19
2.4	MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS .....	21
2.4.1	<b>Análise estrutura através do Método de Elementos Finitos</b> .....	22
2.4.1.1	Pré-processamento.....	23
2.4.1.2	Processamento .....	25
2.4.1.3	Pós processamento.....	25
3	SEQUÊNCIA DE ESTUDO .....	26
3.1	ANÁLISE DO MÉTODO ATUAL .....	26
3.1.1	<b>Pré-processamento</b> .....	26
3.1.1.1	Modelagem CAD.....	26
3.1.1.2	Geração de contatos.....	28
3.1.1.3	Geração da malha .....	29
3.1.1.4	Aplicação das condições de contorno.....	29
3.1.2	<b>Pós processamento</b> .....	31
3.2	ANÁLISE DO MÉTODO PROPOSTO .....	32

3.2.1	Pré processamento .....	34
3.2.1.1	Condições de contorno .....	34
3.2.1.1.1	Avaliação 1 .....	35
3.2.1.1.2	Avaliação 2 .....	36
3.2.1.1.3	Avaliação 3 .....	36
3.2.1.1.4	Avaliação 4 .....	37
3.2.1.1.5	Avaliação 5 .....	38
4	ANÁLISE E RESULTADOS.....	39
4.1	RESULTADOS DO MÉTODO ATUAL .....	39
4.2	RESULTADOS DO MÉTODO PROPOSTO .....	40
5	CONCLUSÕES .....	42
	REFERÊNCIAS .....	43

## 1 INTRODUÇÃO

Dentre os fatores que podem ser considerados como de grande influência no desenvolvimento da humanidade, a evolução na mobilidade tem um papel importante nessa história. Desde os primórdios, onde animais eram utilizados como principal método de transporte, houve grande desenvolvimento tecnológico para chegarmos à situação atual, tendo disponíveis aviões, navios, trens, automóveis, caminhões, entre outros métodos de transporte.

No Brasil o transporte por terra tem grande participação na quantidade de carga movimentada no país. Se desconsiderarmos o minério de ferro, que é conduzido através da malha ferroviária, o modal rodoviário responde por mais de 70% de todo material aqui transportado (NETO, 2011).

Desse modo, a partir do surgimento da necessidade de otimização dos tempos de operação e facilidade de serviço, foi desenvolvido o caminhão com caixa de carga basculante, que tornou-se um grande aliado dos transportadores de areia, brita, minério de vários tipos entre outros materiais.

E com o intuito de transportar a maior quantidade possível de material criaram-se as caixas de carga para grandes volumes, que utilizam ao máximo as dimensões limitadas por lei. Surgiu com isso a necessidade de dispositivos que possibilitassem a descarga de grandes quantidades desses materiais cada um com seu peso específico e seu determinado ângulo de escoamento. Eis o advento de um dos mecanismos desenvolvidos para atender essa demanda: o cilindro hidráulico telescópico.

Vale considerar que dois fatores têm influenciado diretamente nos projetos elaborados nos últimos anos: a situação econômica mundial, que já não permite projetos superdimensionados; e a crescente preocupação com a questão ambiental, que está direcionando as equipes de projeto a pensar e desenvolver produtos mais eficientes, menos poluentes, etc. A redução do peso final dos produtos é sempre enfatizada, pois é benéfica em diversos aspectos, tais como redução de custo, diminuição a quantidade de material utilizado e redução do peso do equipamento, o que no caso dos implementos rodoviários, se traduz em redução de consumo de combustível e, por consequência, menores níveis de poluição gerados, além de reduzir o desgaste nos componentes.

Nas últimas décadas um método para resolução de problemas de engenharia se consagrou entre os profissionais da área, o Método de Elementos Finitos (MEF). Impulsionado pelo aumento da capacidade de processamento e armazenamento dos computadores e pelos aprimoramentos realizados nos *softwares*, o MEF atualmente é

utilizado em diversas áreas como a de resistência de materiais, fluidodinâmica, transferência de calor, eletromagnetismo, entre outras.

No presente trabalho, o MEF será utilizado, através do *software* comercial ANSYS em análises de flambagem de cilindros hidráulicos telescópicos. Parâmetros comumente ignorados neste dimensionamento, como pressão interna do cilindro e atrito nos mancais serão considerados e suas influências serão avaliadas no cálculo da carga crítica de flambagem.

Espera-se, por fim, que os resultados obtidos tragam subsídios para um dimensionamento mais acurado, possibilitando projetos mais seguros e otimizados.

## 1.1 DESCRIÇÃO DA EMPRESA

A Hyva Group B.V iniciou sua história em 1979 em Alpheen aan den Rijn na Holanda como um pequeno fornecedor de soluções hidráulicas para caminhões. Alguns anos mais tarde abriu subsidiárias na França, Bélgica, Alemanha e Reino Unido até que em 1982 produziu o primeiro cilindro hidráulico telescópico da marca Hyva.

Em 1995 foi inaugurada em Caxias do Sul a primeira fábrica do grupo localizada fora do continente europeu. A localização Hyva do Brasil foi fortemente influenciada pelo fato de que duas grandes empresas do ramo de implementos rodoviários tinham suas sedes instaladas na cidade.

A Hyva é a líder mundial no fornecimento de cilindros hidráulicos telescópicos, posição que conquistou através da constante busca por inovação e sempre prezando pela qualidade dos seus produtos.

## 1.2 JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

A concorrência acirrada entre fabricantes faz com que cada vez mais as empresas busquem ouvir e atender ao máximo as solicitações de seus clientes, a partir do desenvolvimento de soluções duradouras, de baixo custo e alto nível de confiabilidade quanto à segurança.

A engenharia desempenha um importante papel no processo de atendimento de tais necessidades. A combinação entre os dados obtidos em campo, os comentários dos clientes ao longo dos anos, resultados de testes de laboratório com poderosas ferramentas computacionais, originou um ambiente que possibilita cada vez mais reavaliar e adequar os projetos as novas necessidades.

Assim, a proposta deste trabalho é, a partir do Método de Elementos Finitos, analisar quantitativamente a influência da pressão interna nos tubos, o atrito nos pontos de fixação do cilindro bem como o peso próprio do atuador hidráulico, nos cálculos de carga crítica de flambagem e com isso avaliar os novos resultados comparando-os com os obtidos através dos métodos clássicos de dimensionamento.

Após avaliação pode-se verificar se a inclusão destes fatores altera significativamente os resultados deixando-os mais próximos do evidenciado na prática. Se assim for, esses parâmetros serão adicionados nos procedimentos de desenvolvimento e análise adotados pela empresa.

### 1.3 OBJETIVOS DO TRABALHO

#### 1.3.1 Objetivo geral

Avaliar a influência da pressão interna, do atrito nos pontos de fixação e do peso do atuador no comportamento estrutural de um cilindro hidráulico telescópico, mais especificamente para o efeito de flambagem, utilizando o Método de Elementos Finitos.

#### 1.3.2 Objetivos específicos

Com base no objetivo geral foram estabelecidos os seguintes objetivos específicos:

- a) Analisar o método de cálculo de flambagem utilizada atualmente pela empresa.
- b) Propor novo método de análise considerando a pressão interna, o atrito nos pontos de fixação e o peso do atuador hidráulico.
- c) Criar modelo de elementos finitos de um cilindro hidráulico para posterior estudo de caso.
- d) Comparar os resultados obtidos por meio dos diferentes métodos, atual e proposto.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo será apresentada a revisão bibliográfica acerca dos assuntos abordados neste trabalho, uma vez que pretende-se avaliar, através de simulação numérica, a falha por flambagem em um cilindro hidráulico, considerando o efeito da pressão interna e do atrito, estes serão os temas que farão parte da revisão a seguir.

Baragetti e Terranova (2000), comprovaram através de testes em escala real os resultados previamente obtidos através de um modelo analítico, verificando as tensões ocorridas na haste do pistão instrumentada com *strain-gauges* para medição das deformações. Esse modelo foi elaborado com o intuito de encontrar o momento fletor em cilindros hidráulicos, levando em consideração sua geometria, atrito dos componentes internos e imperfeições quanto à reticidade do cilindro. Ao final do estudo concluíram que o modelo analítico pode ser utilizado para simular o comportamento de um cilindro de dupla ação cuja conexão nas extremidades se dá através de pinos.

De acordo com Gamez-Montero et al. (2008), não existem trabalhos que tenham investigado de forma profunda as condições de contorno presentes nas extremidades dos cilindros hidráulicos. Nesse estudo os autores elaboram um método analítico e experimental para análise de um cilindro hidráulico de dupla ação, de maneira a relacionar variáveis como o atrito e o peso do atuador hidráulico. Ao final deste trabalho foi concluído que os valores de carga crítica obtidos através do equacionamento tradicional são questionáveis e que é de grande valia a introdução destas novas variáveis no processo de dimensionamento.

Já Gómez et al. (2007), apresenta um novo modelo matemático para determinação da carga crítica de flambagem em um cilindro de simples ação, considerando além das variáveis citadas nos trabalhos anteriores, o peso referente ao fluido hidráulico utilizado na movimentação da haste, concluindo com isso que os resultados obtidos através da formulação tradicional são questionáveis quando comparados aos práticos, ressaltando ao fim a importância desses fatores na determinação da carga crítica de flambagem.

### 2.1 MODOS DE FALHA

Segundo Rosa (2002), a falha de um componente ou sistema se dá quando este deixa de atender a função para o qual foi projetado. Não necessariamente está relacionado a uma falha catastrófica, onde o produto deforma ou rompe mudando significativamente a sua geometria de origem. A falha pode estar também relacionada a situações onde o item esteja

operando fora de uma faixa desejada de rendimento, nesses casos não haverá o colapso, mas uma perda significativa de desempenho poderá ser observada.

Tratando-se de modos de falha, estes podem ser divididos em dependentes e independentes do tempo. Consideram-se como dependentes do tempo as falhas associadas a algum envelhecimento ou desgaste do material, que acarretam perda gradativa das suas propriedades. Os principais modos de falha que ocorrem em função do tempo são: fadiga, corrosão, corrosão sob tensão, fluência e desgaste (ROSA, 2002).

Já os modos de falha independentes do tempo correspondem a ocorrência de sobrecargas no sistema, podendo originar uma falha por ruptura ou até mesmo um empenamento do componente ou parte de uma estrutura. Os principais modos de falha independentes do tempo são: fratura dúctil, fratura frágil, início de escoamento, plastificação generalizada, fragilização por hidrogênio e flambagem (ROSA, 2002).

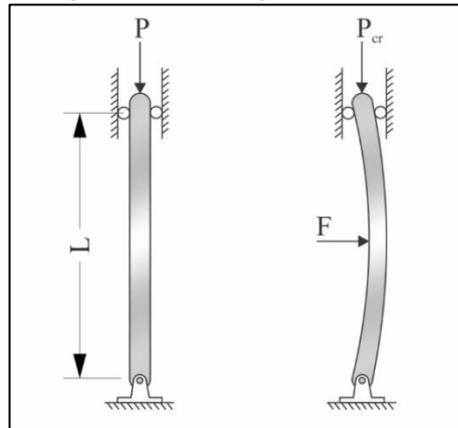
### **2.1.1 Flambagem**

Para Rosa (2002), esse modo de falha é comum em estruturas esbeltas que estejam expostas a tensões de compressão, muitas vezes os engenheiros se referem a ele como flambagem de colunas. Ocorre por uma combinação entre rigidez da estrutura e carga a ela aplicada. Uma vez que o carregamento alcance um valor crítico, surgem deslocamentos transversais significativos, mesmo que a carga permaneça constante. Esses deslocamentos, por sua vez, afetam diretamente a rigidez da estrutura, reduzindo a sua capacidade de suportar a carga que está sendo aplicada, e normalmente resulta em uma falha catastrófica. Segundo Hibbeler (2010), na grande maioria dos casos, a flambagem de colunas dá origem a uma falha súbita e dramática do componente ou da estrutura.

Assim o nome dado à carga que ocorre no instante imediatamente anterior a flambagem é carga crítica  $P_{cr}$ . Esse valor de carga é considerado crítico porque qualquer incremento subsequente pode dar origem ao processo de flambagem. Em outras palavras seria a maior carga que a estrutura poderia suportar antes de iniciar o processo de flambagem (HIBBELER, 2010).

Normalmente, iniciam-se os estudos em flambagem com um caso mais simples, considerando uma coluna ideal apoiada por pinos nas duas extremidades. Entende-se por coluna ideal, aquela composta por material homogêneo, comportando-se de maneira linear e elástica, com o carregamento aplicado no centroide da sua seção transversal e, ainda, possuindo geometria perfeitamente reta antes da aplicação da carga (HIBBELER, 2010).

Figura 2.1 - Flambagem de colunas



Fonte: Hibbeler (2010)

Nestas circunstâncias, a estabilidade ou instabilidade da coluna dependerá da sua capacidade de se restaurar quando submetida a cargas axiais, sendo tal análise feita com base na resistência à flexão. Como representado na Equação 2.1 (HIBBELER, 2010).

$$EI \frac{d^2v}{dx^2} = M \quad (2.1)$$

Onde:

E = módulo de elasticidade do material;

I = momento de inércia da seção;

x = distância entre a extremidade da coluna e o ponto de análise;

v = momento fletor no ponto de análise.

O momento fletor é obtido através do método das seções conforme ilustrado na Figura 2.2. Entretanto essa equação pode ser aplicada apenas em situações em que pequenas deflexões estejam ocorrendo. Se for necessário fazer uma análise em situações que consideram grandes deflexões, deverá ser utilizada a Equação 2.2 uma vez que irá proporcionar resultados mais precisos (HIBBELER, 2010).

$$\frac{EI \frac{d^2v}{dx^2}}{\left[1 + \left(\frac{dv}{dx}\right)^2\right]^{3/2}} = M \quad (2.2)$$

Ainda segundo Hibbeler (2010), as equações 2.1 e 2.2 fazem uma relação entre o momento interno da coluna e sua forma fletida, considerando que todos os deslocamentos ocorrem por flexão e o valor de  $M$  é o momento interno em N.m. Somando-se os momentos e o momento interno obtêm-se  $M = -Pv$ , chegando assim a uma solução geral cujas constantes  $C_1$  e  $C_2$  são determinadas pelas condições de contorno nas extremidades da coluna, sendo que  $P$  é o carregamento que está incidindo sobre a coluna.

$$C_1 \operatorname{sen} \left( \sqrt{P/EI} x \right) + C_2 \operatorname{cos} \left( \sqrt{P/EI} x \right) = v \quad (2.3)$$

E do desenvolvimento dessa Equação 2.3, resultará a Equação 2.4.

$$\sqrt{P/EI} L_1 = n\pi \quad (2.4)$$

Sendo que iremos obter o menor valor de  $P$  na condição de  $n = 1$ , podemos reescrever a equação da seguinte forma:

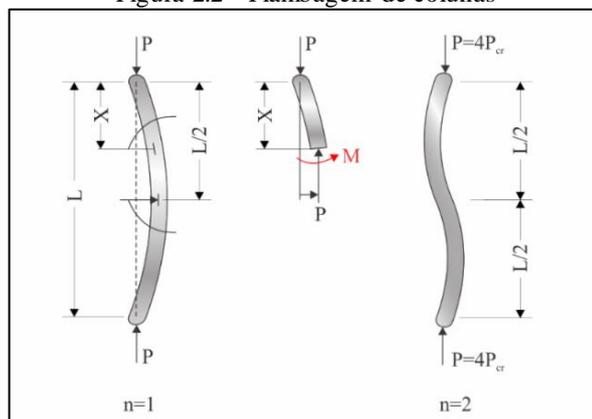
$$P_{cr} = \pi^2 EI / L_1^2 \quad (2.5)$$

Onde:

$P_{cr}$  = Carga axial máxima da coluna imediatamente antes do início da flambagem;

$L_1$  = Comprimento da coluna sem apoio, cujas extremidades estejam presas por pinos.

Figura 2.2 - Flambagem de colunas



Fonte: Adaptado Hibbeler (2010)

De acordo com Hibbeler (2010), o valor da carga crítica, portanto não tem relação com a resistência do material, dependendo apenas do comprimento da coluna, do módulo de elasticidade do material, e do momento de inércia da seção. Por esse motivo, no que se refere à flambagem elástica, não faz sentido a utilização de aços de alta resistência para atender esse critério pois estes possuem o módulo de elasticidade muito próximo ao dos aços de resistência mecânica mais baixa.

Então, em uma situação de projeto, onde o comprimento da coluna for um valor já pré-estabelecido e o módulo de elasticidade do aço será sempre muito próximo a 210 GPa, a única variável com a qual o engenheiro pode trabalhar será o momento de inércia. A capacidade da coluna de resistir a uma carga compressiva sem flambar irá aumentar ao passo que o momento de inércia da seção transversal aumentar. Com base nessa análise pode-se entender que a coluna será mais eficiente quanto mais longe do centroide da seção estiver a área da seção transversal. O que faz com que perfis maciços não sejam a melhor opção para a construção de colunas, e a utilização de perfis ocos como tubos proporcionem um projeto mais eficiente, quando sujeitas a cargas compressivas (HIBBELER, 2010).

## 2.2 CILINDROS HIDRÁULICOS

Segundo Linsingem (2014), a hidráulica é uma tecnologia muito utilizada para controlar e transmitir energia através de fluídos pressurizados. Devido ao seu baixo custo, flexibilidade e ótima relação peso x potência é atualmente aplicada em diversos ramos de atuação, tais como: automotivo, aeronáutico, industrial, alimentício, agrícola, entre outros.

Por sua vez os sistemas hidráulicos têm seu funcionamento baseado no Princípio de Pascal que estabelece que quando uma força externa é aplicada sobre uma determinada área de um fluído confinado, a pressão resultante será transmitida a todo o fluído, bem como à sua área de confinamento. Nessas condições, um componente de grande importância nos sistemas hidráulicos, é o cilindro. Responsável por converter a energia armazenada em forma de pressão fluídica em um movimento linear, executando as tarefas para as quais o sistema foi projetado (LINSINGEN, 2014).

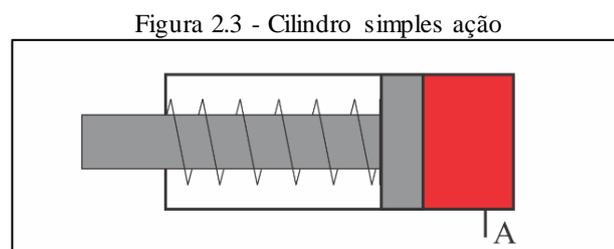
### 2.2.1 Tipos de cilindros hidráulicos

Para Rexroth (1978), os cilindros normalmente representam a conexão entre o circuito hidráulico e a máquina operatriz, e operam transformando a energia hidráulica em energia mecânica na forma de um movimento linear.

Uma grande vantagem dos cilindros hidráulicos em relação a alguns outros dispositivos é a possibilidade de oferecerem força máxima durante todo o seu curso, essa força máxima  $F$  é pois, o produto da pressão  $p$  e da área efetiva  $A$ , como pode ser visto na equação abaixo (REXROTH, 1978).

$$F = p \cdot A \quad (2.6)$$

Ainda segundo Rexroth (1978), existem vários tipos de cilindros hidráulicos, mas, de uma forma abrangente, podem ser divididos em dois grandes grupos: os de simples e os de dupla ação. Os cilindros de simples ação, representados na figura 2.3, são assim chamados pois podem exercer sua força apenas em uma direção. O movimento no outro sentido pode ser realizado por meio de uma mola, pelo próprio peso do conjunto êmbolo e haste ou até mesmo pela ação de uma força externa. Diz-se, portanto que esse tipo de cilindro possui apenas uma área efetiva de êmbolo pois apenas um dos seus lados é exposto a um fluido comprimido com o intuito de promover o seu deslocamento.



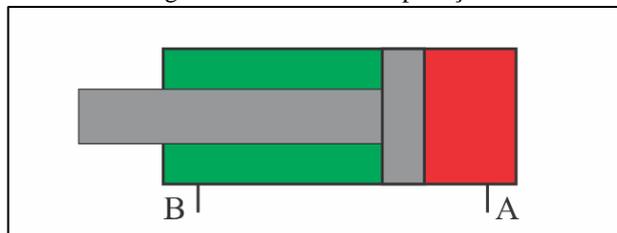
Fonte: Autor (2015)

Já os cilindros de dupla ação, representados pela figura 2.4, possuem duas áreas efetivas de êmbolo sendo que essas podem ser iguais ou não. Essa característica lhes confere a capacidade de exercer forças em ambas as direções.

O cilindro hidráulico de dupla ação é o tipo de atuador hidráulico o mais utilizado na indústria, é também conhecido por cilindro diferencial, pois possui êmbolo e haste rigidamente conectados, em função dessa construção surge a diferença entre as áreas efetivas do êmbolo. Existem ainda os cilindros que possuem duas hastes conectadas ao mesmo

êmbolo, podendo ou não ter áreas efetivas iguais em ambos os lados do êmbolo, este modelo não é tão comum mas pode ser encontrado em aplicações específicas.

Figura 2.4 - Cilindro dupla ação

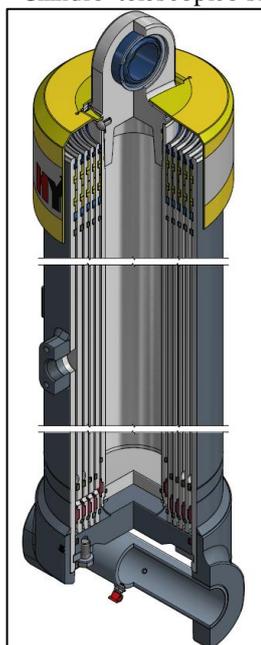


Fonte: Autor (2015)

E ainda uma variação um pouco menos conhecida dos cilindros de simples e dupla ação é o cilindro *tandem*. Trata-se basicamente da união de dois cilindros. Sua construção é tal que a haste de um dos cilindros pressiona o êmbolo do outro, este êmbolo estará também sobre a influência da pressão exercida pelo fluido, e com isso é possível se transmitir grandes forças mesmo com a utilização de pressões relativamente pequenas.

Também dentro desses dois grandes grupos, existe uma subdivisão que corresponde à cilindros que apresentam uma construção diferenciada, estes cilindros possuem múltiplas hastes e são conhecidos como telescópicos. Essas hastes se sobrepõem de modo que é possível construir cilindros com cursos grandes, mesmo que suas dimensões quando totalmente recuado sejam pequenas conforme ilustrado na figura 2.5.

Figura 2.5 - Cilindro telescópico simples ação



Fonte: Autor (2015)

Os cilindros telescópicos também funcionam com base no Princípio de Pascal, mas, possuem vários estágios com diâmetros e conseqüentemente áreas diferentes, quando submetidos a pressão irão avançar em ordem decrescente de diâmetro. Isso ocorre porque os estágios de maior área irão superar a carga que lhe está sendo imposta com pressões menores. Já para o fechamento, a seqüência de movimento é oposta, ou seja, inicialmente recua o estágio de menor diâmetro seguido pelo estágio de diâmetro imediatamente maior, e assim por diante até o recuo da última haste.

No ramo rodoviário os cilindros telescópicos utilizados nos caminhões semirreboque basculante são os de maior curso, conseqüentemente possuem a maior distância entre seus pontos de fixação. Analisando novamente a Equação 2.5 sobre a carga crítica de flambagem, percebe-se que esse fator é de grande importância para fins de análise.

Os cilindros telescópicos utilizados nessa aplicação são, portanto, os mais afetados pelo fenômeno da flambagem. Em função do comprimento das caixas de carga dos caminhões semirreboque, pode-se encontrar facilmente cilindros que quando totalmente abertos apresentam distância entre as fixações superior a 6500 mm. Normalmente esses cilindros possuem entre cinco e sete hastes móveis, reduzindo significativamente o momento de inércia da seção ao longo do curso total do cilindro, como pode ser visto na figura 2.6.

Figura 2.6 - Cilindro telescópico simples ação



Fonte: Acervo Hyva (2010)

## 2.3 ATRITO

Para Merian e Kraige (2008), muitos estudos de engenharia são feitos considerando que os componentes possuem superfícies completamente lisas. Essa hipótese, entretanto, representa uma condição ideal que não é satisfeita em componentes reais, mesmo que precisamente fabricados. As forças de atrito, por menores que sejam, estão presentes em toda parte na natureza e, por conseguinte, em qualquer componente mecânico, mesmo aqueles expostos a condições muito boas de lubrificação.

Ocorre que, para muitas análises, a consideração ou não de tais forças retorna um erro muito pequeno que por vezes pode ser desconsiderado, diz-se, portanto tratar-se de uma condição ideal. Entretanto considera-se como sendo um caso real aquelas situações cujas forças de atrito, não podem ser desprezadas, uma vez que representam variações significativas nos resultados (MERIAN; KRAIGE, 2008).

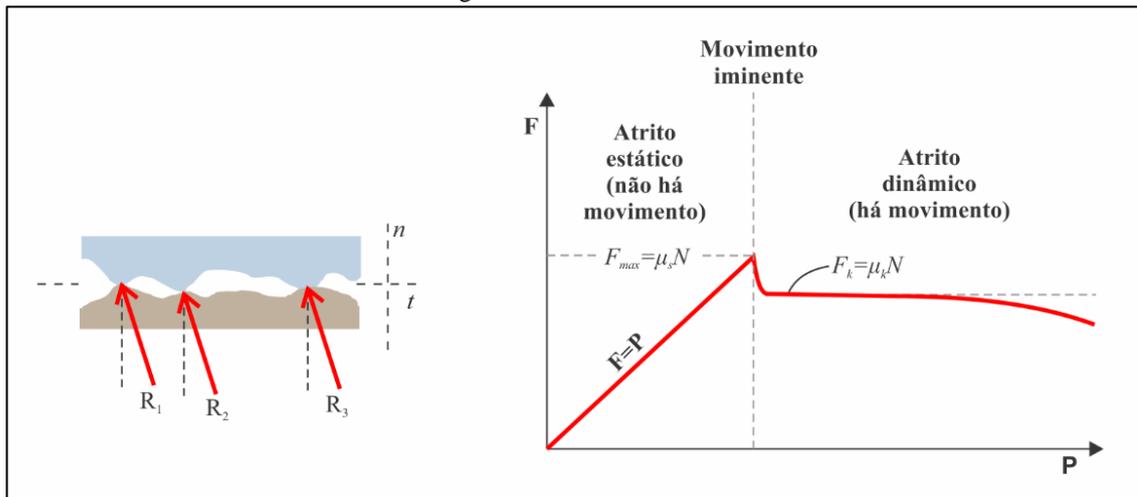
O atrito, entretanto, pode ser por muitas vezes uma característica desejável. Existem dispositivos que possuem o atrito como parte fundamental do seu funcionamento, ao exemplo dos discos de embreagem e dos tambores de freio.

Assim, segundo Merian e Kraige (2008), existem três tipos básicos de atrito: o atrito interno, fenômeno que ocorre em materiais sólidos expostos a carregamentos cíclicos; o atrito de fluidos que ocorre quando camadas adjacentes em um fluido se movem com velocidades diferentes; e ainda o atrito a seco, também conhecido como atrito de Coulomb, um dos principais estudiosos do tema tendo realizado diversas experiências sobre o assunto no ano de 1781.

Definindo um pouco melhor, o atrito a seco está relacionado às irregularidades das superfícies em contato, podendo ainda ser subdividido em atrito estático e dinâmico. O atrito estático se dá em função das forças que ocorrem entre as superfícies enquanto não há deslizamento entre elas, já o atrito dinâmico é considerado a partir do exato momento em que surge movimento relativo entre as superfícies.

É importante compreender o gráfico apresentado na figura 2.7, nele fica claro que a força de atrito dinâmico será normalmente inferior a máxima força de atrito estático que pode ser encontrada para duas superfícies em contato. Diferente do senso comum, a área aparente de contato não tem relação com as forças de atrito, isso ocorre porque o contato se dá efetivamente apenas nos picos das irregularidades, sendo que somente a área referente a esses picos irá sustentar a totalidade da carga (MERIAN; KRAIGE, 2008).

Figura 2.7 - Atrito a seco



Fonte: J.L Merian (2008)

Com base nas referências de Blau (2009), os coeficientes de atrito estático e dinâmico podem ser obtidos através das Equações 2.7 e 2.8 respectivamente.

$$\mu_s = F_s / N \quad (2.7)$$

$$\mu_k = F_k / N \quad (2.8)$$

Onde:

$\mu_s$  = coeficiente de atrito estático;

$\mu_k$  = coeficiente de atrito dinâmico;

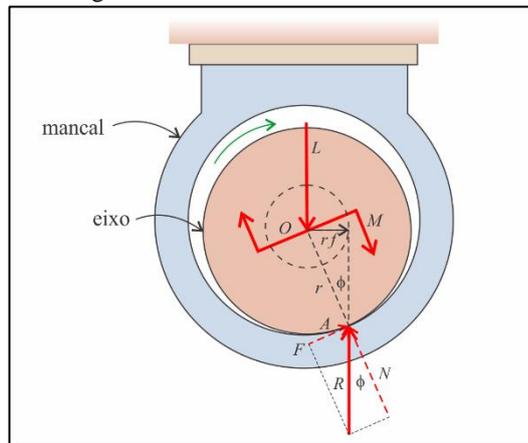
$F_s$  = força de atrito estático;

$F_k$  = força de atrito dinâmico;

$N$  = força normal.

A análise de atrito em mancais radiais é especialmente importante neste estudo uma vez que é muito similar a condição encontrada no sistema de fixação dos cilindros telescópicos. Mancais sem lubrificação ou com lubrificação parcial podem ser considerados dentro de regime de atrito a seco. Conforme ilustrado na Figura 2.8, surge um torque  $M$  durante a rotação, dando origem a uma reação  $R$  no ponto de contato A (MERIAN; KRAIGE, 2008).

Figura 2.8 - Atrito em mancais radiais



Fonte: J.L Merian (2008)

Nestas condições é possível obter-se uma boa aproximação para o valor de  $M$  a partir da Equação 2.9.

$$M = \mu L_2 r \quad (2.9)$$

Onde:

$\mu$  = o coeficiente de atrito;

$L_2$  = carregamento que está incidindo sobre o eixo;

$r$  = raio do eixo.

## 2.4 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

Segundo Logan (2007), o método de elementos finitos é amplamente utilizado na solução de problemas de engenharia, sejam eles estruturais, de transferência de calor, transporte de massa, eletromagnéticos, entre outros. Esse método surgiu da dificuldade de se obter soluções analíticas para problemas que apresentam geometrias complexas, diversos carregamentos e ainda quando as propriedades do material precisam fazer parte da análise.

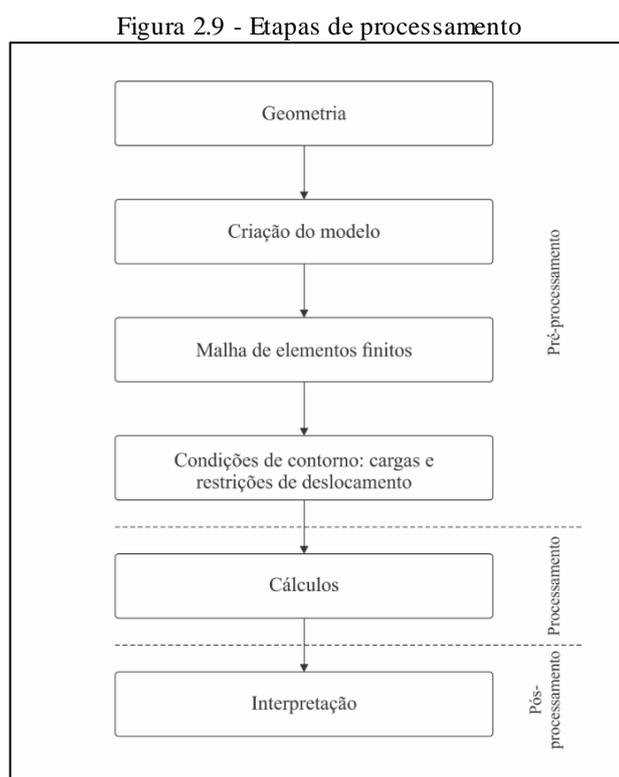
Neste caso a solução se dá através do método de discretização onde o corpo contínuo é dividido em um número finito de corpos menores, representados através de uma malha de elementos finitos. Os vértices dos elementos da malha são representados por pontos, chamados nós, e a cada um deles está atrelada uma função conhecida como função de forma (LOGAN, 2007).

Ainda, para este autor, ao invés de trabalhar com equações diferenciais, o método de elementos finitos se baseia na solução de equações algébricas para cada um dos nós da malha, que estão conectados entre si. Através da combinação desse número finito de soluções, pode ser extraído uma solução final que equivale a do corpo como um todo.

#### 2.4.1 Análise estrutura através do Método de Elementos Finitos

O processo de solução de problemas através do método de elementos finitos é comumente dividido em três etapas principais: o pré-processamento, o processamento e o pós-processamento. O processamento computacional, que é a etapa intermediária onde o computador efetivamente realiza os cálculos da análise numérica, faz a separação entre as duas etapas onde é necessária a participação do engenheiro para elaboração das condições de análise e interpretação dos resultados obtidos (TSCHIPTSCHIN, 2011).

A Figura 2.9 apresenta uma visão abrangente dos principais passos contidos nessas três etapas. Embora essa figura ilustre um fluxo contínuo com início e fim, muitas vezes as atividades que circundam uma análise de elementos finitos irão criar um *loop*, conectando a interpretação dos resultados com a geometria e, conseqüentemente a uma nova análise (TSCHIPTSCHIN, 2011).



Fonte: Adaptado Tschiptschin (2011)

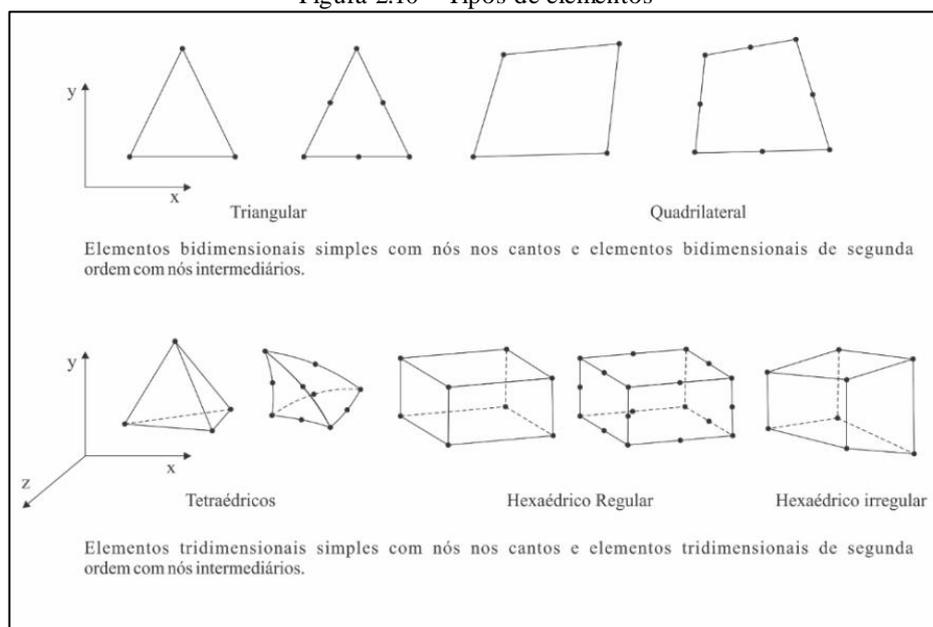
Essa ocorrência dá-se, pois, é comum visualizar possibilidades de otimização das estruturas ou componentes após a simulação numérica. Deste modo, no dia a dia do engenheiro esse *loop* pode ser realizado várias vezes até que se obtenha um resultado satisfatório. Convém, entretanto, lembrar que a análise propriamente dita não contempla a etapa de melhorias na geometria.

#### 2.4.1.1 Pré-processamento

Considerando o exemplo de uma análise estrutural mecânica, a etapa de pré-processamento tem seu início na elaboração do modelo em um *software* CAD, que representa digitalmente a peça ou estrutura a ser analisada. Alguns *softwares* CAD contêm um ambiente para a realização de estudos através do MEF, entretanto esses possuem algumas limitações. Em decorrência, o próximo passo normalmente é a migração desse modelo para um *software* dedicado à análises de elementos finitos, a exemplo o Abaqus, ANSYS, COMSOL Multiphysics, LS-DYNA, entre outros.

Indiferente do programa escolhido para dar sequência ao estudo, o próximo passo constitui-se do processo de discretização, também conhecido como geração da malha. Conforme Logan (2007) essa etapa consiste em dividir um corpo contínuo em um sistema finito de elementos, e escolher o tipo de elemento que irá proporcionar uma representação mais fiel do comportamento real do corpo, conforme ilustrado na figura 2.10.

Figura 2.10 - Tipos de elementos



Fonte: Logan (2007)

Segundo Logan (2007), a quantidade de elementos que serão utilizados bem com o tamanho desses elementos será definida de acordo com a análise do engenheiro. De toda forma seu tamanho deve ser pequeno o suficiente para fornecer resultados de boa qualidade, mas, tomando-se o cuidado para que não impliquem em um tempo de processamento que inviabilize o estudo.

Quando o engenheiro, com base em uma análise prévia, assume que os resultados serão praticamente constantes, pode optar por elementos de maior tamanho. Entretanto, quando são esperadas mudanças na geometria no decorrer da análise, é conveniente se utilizar elementos menores, e de maior ordem. Assim, a escolha pelo tipo correto de elemento é uma das tarefas mais importantes dessa etapa, e normalmente depende da geometria do corpo, e de quão apurados devem ser os resultados obtidos na simulação (LOGAN, 2007).

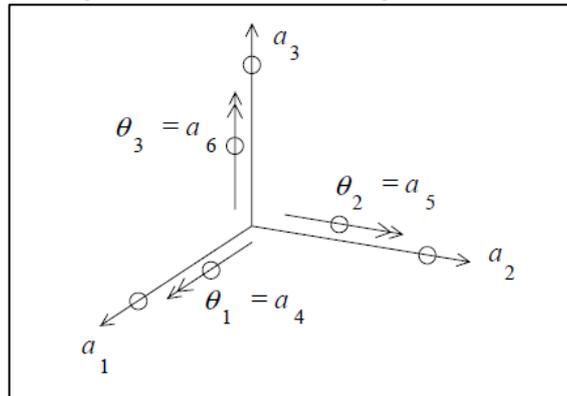
De acordo com Kurowski (2011), para análise de deformações decorrentes da flambagem método não linear de elementos finitos deve ser utilizado e, em função das grandes deformações que ocorrem nesse modo de falha, o processamento deve ser realizado em etapas, de modo que a aplicação da carga seja gradual, e a matriz de rigidez da estrutura seja atualizada a cada novo passo.

Além da escolha do tamanho e do tipo dos elementos que serão utilizados na geração da malha, é nessa etapa que são informadas as propriedades dos materiais que constituem a peça ou estrutura que está sendo avaliada.

Para finalizar as ações que compõem a etapa de pré-processamento, é necessário indicar ao *software* quais as condições de contorno que serão utilizadas na análise. A qualidade das informações fornecidas nessa etapa é fator crucial para a obtenção de resultados representativos. Primeiramente devem ser indicadas as restrições de movimento. Se considerado um ponto em um espaço tridimensional, este irá apresentar três graus de liberdade. Já para um corpo rígido, no mesmo espaço, terá seis graus de liberdade, conforme ilustrado através da Figura 2.11 sendo três de translação representados por  $a_1$ ,  $a_2$  e  $a_3$  e três de rotação representados por  $\theta_1$ ,  $\theta_2$ ,  $\theta_3$  (AZEVEDO, 2003).

Após a determinação das restrições de movimento, devem ser aplicados os carregamentos que incidirão sobre o corpo ou estrutura. Essa informação poderá ser obtida através de experimentos práticos instrumentados, através de cálculos realizados previamente, ou até mesmo valores objetivos solicitados pelo cliente.

Figura 2.11 - Deslocamentos generalizados



Fonte: Azevedo (2003)

#### 2.4.1.2 Processamento

Durante a etapa de processamento, o *software* de simulação numérica realiza os cálculos de forma a obter os resultados, sendo esta etapa é também conhecida como solução. Nessa parte do processo são levadas em conta todas as informações configuradas na etapa anterior. Ao o término, arquivos com os resultados obtidos através da simulação são gerados.

#### 2.4.1.3 Pós processamento

Na etapa de pós processamento serão investigados os resultados gerados na etapa de processamento. É possível, primeiramente, avaliar a qualidade do modelo de Elementos Finitos que foi criado, bem como todas as condições inseridas no pré-processamento. Caso esta etapa esteja de acordo com esperado, avalia-se o resultado propriamente dito da simulação numérica.

Os resultados obtidos na simulação numérica poderão ser visualizados em formas de vídeos, gráficos, tabelas, figuras com paletas de cores indicando níveis máximos e mínimos da grandeza avaliada, etc. Também podem ser gerados vídeos para facilitar a compreensão do comportamento da estrutura em estudo.

No presente texto, os resultados obtidos na etapa de pós-processamento serão apresentados no Capítulo 4.

### **3 SEQUÊNCIA DE ESTUDO**

Neste trabalho foi realizado um comparativo entre dois métodos de cálculo utilizados no dimensionamento de cilindros hidráulicos telescópicos quanto à flambagem. Um dos métodos é o tradicional e que vem sendo utilizado pela empresa ao longo dos últimos anos. Já o segundo deles refere-se a uma nova abordagem onde foram adicionadas algumas variáveis atualmente negligenciadas durante o dimensionamento. Para avaliação das diferenças entre os métodos supracitados, um cilindro hidráulico telescópico foi dimensionado a partir de cada um deles, e seus resultados expostos e comparados em um estudo de caso.

#### **3.1 ANÁLISE DO MÉTODO ATUAL**

De acordo com o que preconiza o primeiro objetivo específico do presente trabalho, realizou-se uma análise sobre o procedimento atualmente utilizado pela empresa para o dimensionamento de cilindros hidráulicos telescópicos, quanto à carga crítica de flambagem. O processo atual é baseado no método de elementos finitos e a maior parte do dimensionamento é realizada com o recursos do software comercial ANSYS R15.0. A simulação ocorre em duas etapas e em ambientes diferentes, sendo inicialmente gerado um modelo pré-tensionado no ambiente de análise estrutural estática, seguido pela análise realizada no módulo de flambagem linear.

##### **3.1.1 Pré-processamento**

Conforme fora dito no Capítulo 2, de forma resumida o pré processamento contempla as etapas de elaboração da geometria, criação da malha de elementos finitos e a aplicação das condições de contorno.

###### **3.1.1.1 Modelagem CAD**

Inicialmente, o atuador hidráulico é projetado de modo a atender as necessidades do cliente quanto às dimensões construtivas do produto. Essa etapa do processo dá origem ao modelo CAD, posteriormente utilizado no software de elementos finitos para definição dos carregamentos aos quais o cilindro poderá ser submetido. Desse modo verifica-se a

capacidade do projeto de atender todos os requisitos da aplicação a qual o produto será sujeito.

O modelo CAD é feito com o auxílio do software comercial AutoDesk Inventor, numa representação que visa aproximar-se do modelo real que será produzido. Essa representação contempla todos os componentes do produto tais como vedações, anéis guia, elementos de fixação, e também detalhes da geometria como chanfros, raios, alojamentos para anéis, furos entre outros.

Embora exista um modelo CAD criado durante as etapas iniciais do desenvolvimento do cilindro, esse modelo não é totalmente aproveitado para as etapas posteriores de simulação.

Deste modo, e tendo em vista que cilindros telescópicos são compostos por um grande número de componentes como gaxetas, raspadores, guias, anéis limitadores de curso, buchas, entre outros, fica a cargo do engenheiro reavaliar o modelo a ser utilizado em busca de possíveis simplificações, bem como detalhes que possam ser omitidos, mas que não trarão impacto negativo na qualidade dos resultados. Através desse tipo de análise é possível se obter um novo modelo, que irá manter as características necessárias e suficientes para gerar resultados com boa representatividade, mas, que ao mesmo tempo não será complexo a ponto de tornar o tempo de processamento inviável.

As figuras 3.1 e 3.2 ilustram parte do cilindro onde é visível a quantidade de simplificações realizadas para a simulação, a exemplo do conjunto de vedações entre as hastes que foi suprimido por sua complexidade no modelo e por não ter participação significativa nos resultados em análises de flambagem.

Figura 3.1 - Modelo CAD não simplificado



Fonte: Acervo Hyva (2015)

Figura 3.2 - Modelo CAD simplificado



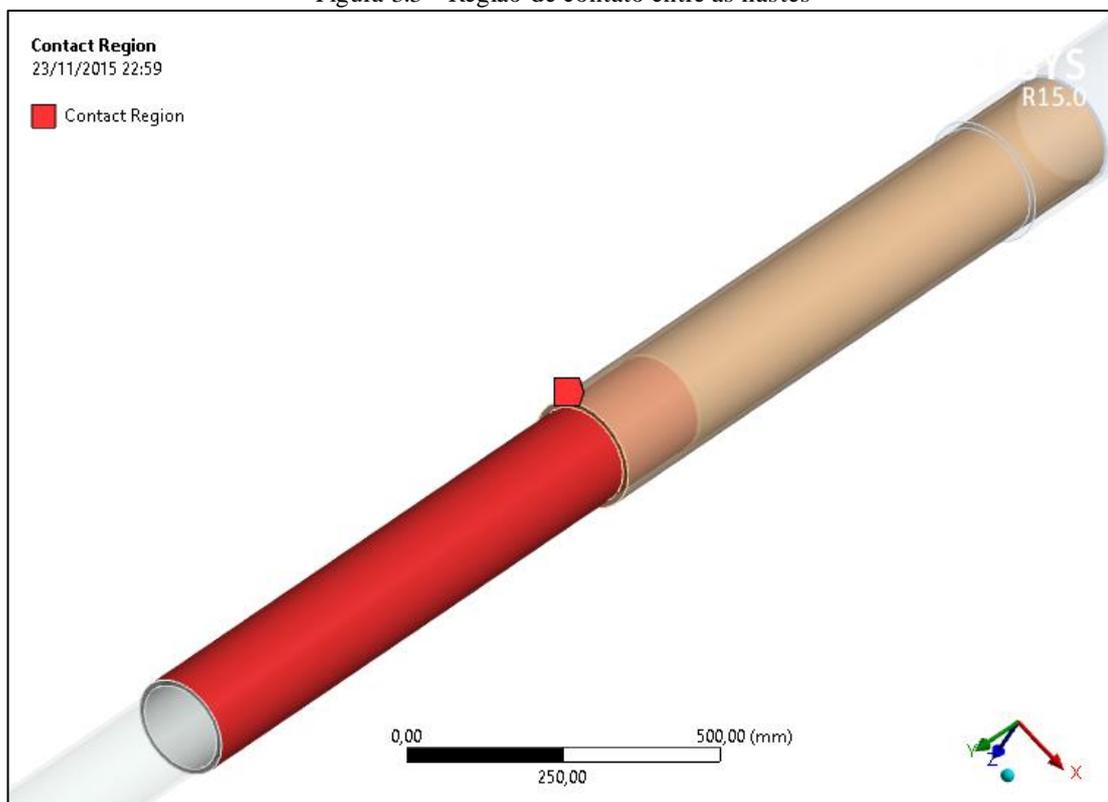
Fonte: Acervo Hyva (2015)

### 3.1.1.2 Geração de contatos

Conforme definido no método atualmente utilizado e ilustrado na figura 3.3, foram gerados contatos do tipo *bonded* entre cada par de hastes. A região de contato é igual a região em que essas hastes ficam sobrepostas quando o cilindro encontra-se totalmente estendido. Este tipo de contato, como sugere o nome utilizado no software ANSYS R15.0, “cola” os graus de liberdade dos nós dos elementos de um corpo com os nós que compõe os elementos de outro corpo. Dessa forma, não há movimento relativo entre as superfícies em contato, nem tampouco variação na rigidez dessas regiões. Por esse motivo essa formulação também é chamada de contato linear, uma vez que a matriz de rigidez da estrutura permanece constante durante a solução do problema.

Os contatos foram configurados com formulação MPC (*Multi-Point Constraint*), esse tipo de formulação é ideal para situações onde as superfícies de contato são curvas apresentando pequenas folgas entre si. A utilização de contatos do tipo MPC previne contra a criação de uma região de rigidez artificial na folga presente entre as superfícies, entretanto, para sua correta utilização é necessário se tomar cuidado para que não haja contatos ou restrições se sobrepondo.

Figura 3.3 - Região de contato entre as hastes

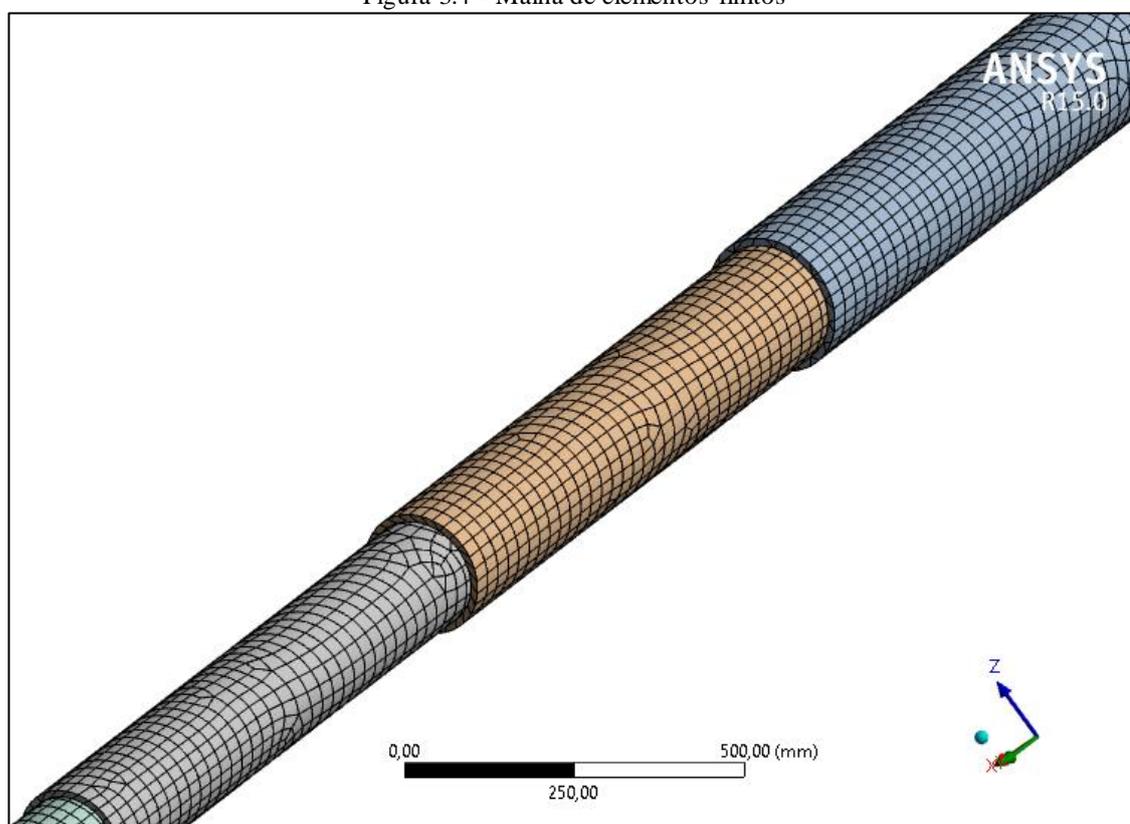


Fonte: Autor (2015)

### 3.1.1.3 Geração da malha

O método atual não descreve condições específicas para a criação da malha exceto o tamanho máximo dos elementos, que não deve exceder 40 mm de dimensão média. Nesta condição o *software* gera uma malha onde predominam elementos tetraédricos com 10 nós, resultando em uma malha de baixa qualidade. Optou-se, entretanto, pela utilização de elementos hexaédricos obtendo assim uma malha mais homogênea e controlada. Para o modelo utilizado foi gerada uma malha contendo 15.857 elementos e 61.917 nós, a figura 3.4 ilustra a malha que foi gerada para o modelo utilizado na análise.

Figura 3.4 - Malha de elementos finitos



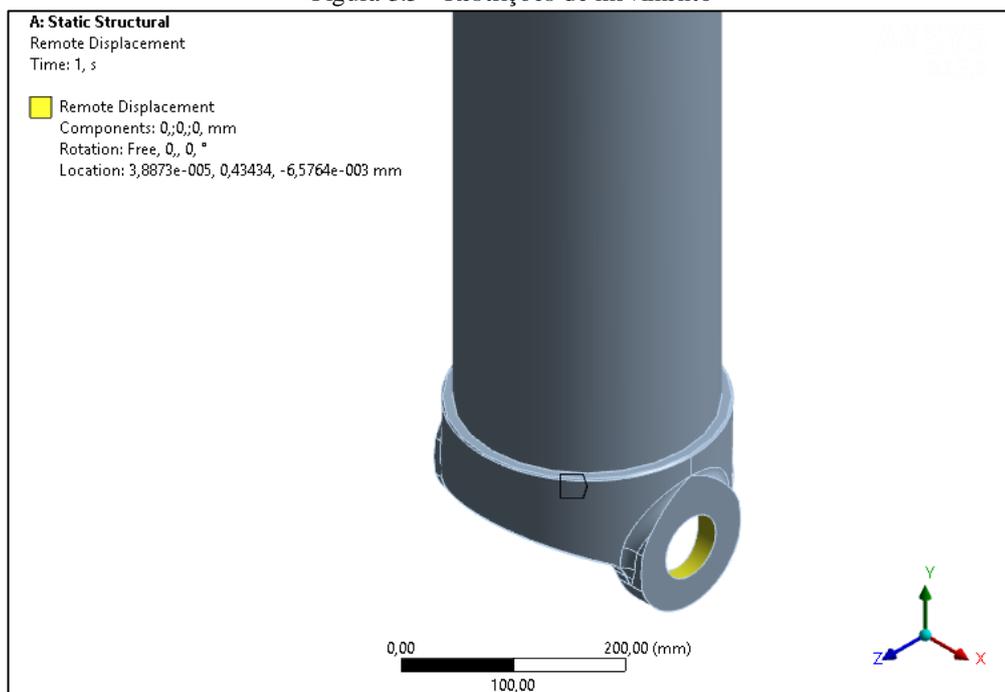
Fonte: Autor (2015)

### 3.1.1.4 Aplicação das condições de contorno

A figura 3.5 apresenta as restrições de movimento aplicadas no mancal inferior do cilindro telescópico. O único grau de liberdade sem restrição de movimento é a rotação em torno do eixo X, simulando a condição real onde o cilindro pode rotacionar em torno de um pino posicionado perpendicularmente as longarinas do chassi do caminhão. Todos os demais graus de liberdade são mantidos fixos.

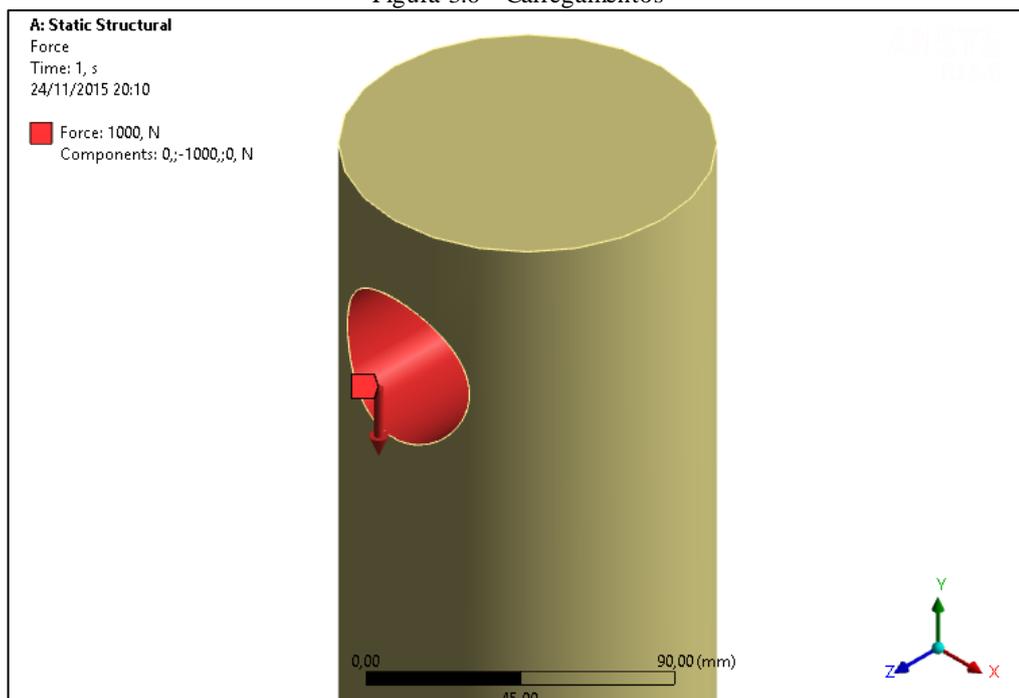
No ambiente de análise estrutural estática o modelo foi submetido a um carregamento compressivo de 1000 N, aplicados no ponto de articulação superior do cilindro, conforme representado na figura 3.6. Esse valor foi posteriormente multiplicado pelo valor obtido no módulo de flambagem, resultando em um valor de carga crítica de flambagem dado em kN, estes resultados são apresentados no capítulo 4.

Figura 3.5 - Restrições de movimento



Fonte: Acervo Hyva (2015)

Figura 3.6 - Carregamentos

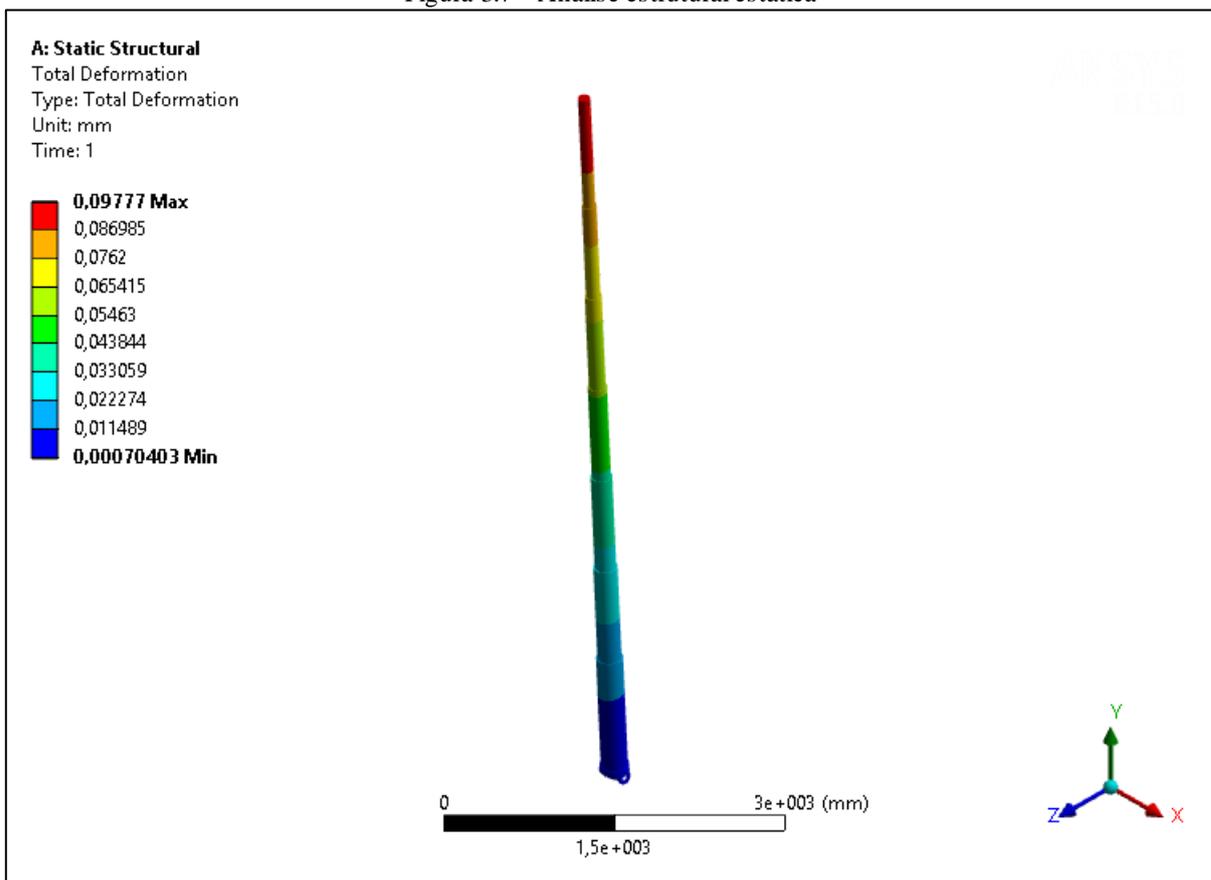


Fonte: Acervo Hyva (2015)

### 3.1.2 Pós processamento

A figura 3.7 ilustra a etapa final na análise estrutural estática, essa parte do processamento gera uma condição onde o modelo utilizado na análise é pré-tensionado, essa é uma etapa necessária na análise de flambagem com a utilização do software ANSYS.

Figura 3.7 - Análise estrutural estática

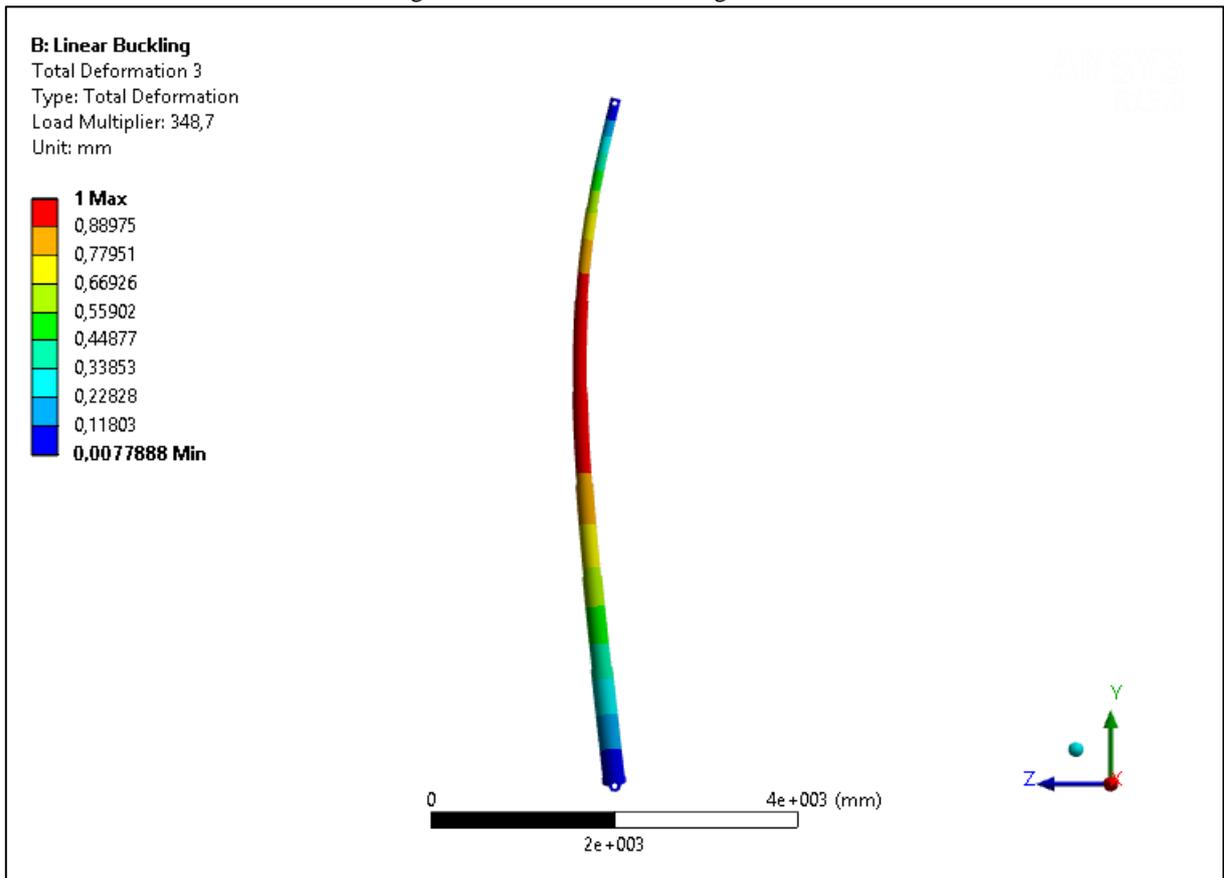


Fonte: Acervo Hyva (2015)

A figura 3.8 por sua vez ilustra o resultado encontrado na etapa de análise de flambagem linear. Foram utilizados 3 modos de flambagem até obter um comportamento de deformação similar aos evidenciados em campo.

Essa etapa resulta em um valor que é de particular interesse para esse trabalho, o *load multiplier*. Como o próprio nome já sugere esse valor é um fator que deve ser multiplicado pela carga aplicada afim de se obter o carregamento crítico ao qual a coluna deve ser exposta para dar início ao regime de flambagem.

Figura 3.8 - Análise de flambagem linear



Fonte: Acervo Hyva (2015)

### 3.2 ANÁLISE DO MÉTODO PROPOSTO

Conforme fora dito anteriormente, o método proposto difere da atual pois visa contemplar a influência do peso do atuador hidráulico, da pressão interna e do atrito nos pontos de articulação para a determinação da carga crítica de flambagem. Valores como a pressão máxima a ser considerada na análise bem como o peso do atuador puderam ser obtidos através das especificações do produto.

Através da equação 2.6 foi possível relacionar o valor da pressão máxima com a área do último estágio móvel, resultando na força máxima exercida pelo cilindro, já o atrito nos pontos de articulação do cilindro foram representados através de um momento obtido com a equação 2.9.

A folha de especificações também ilustra possíveis resultados para o ângulo de basculamento levando em consideração certas condições da caixa de carga basculante, refletindo assim algumas situações de aplicações em campo, tais dados estão expostos na tabela 1.

Tabela 1 - Exemplos de configurações de caixas de carga para um cilindro específico

Comprimento da caixa de carga [mm]	8000			7650			7300		
Balanço traseiro [mm]	200	500	800	200	500	800	200	500	800
Ângulo de basculamento [°]	45	47	49	48	50	52	50	53	55

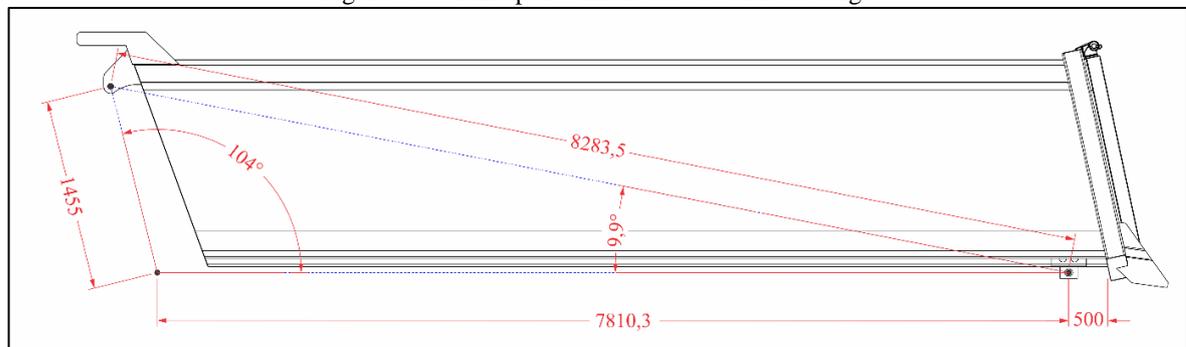
Fonte: Acervo Hyva (2015)

Com base nos dados sugeridos optou-se por realizar a análise considerando uma caixa de carga cujo comprimento útil fosse de 8000 mm e o balanço traseiro de 500 mm visto que essa configuração resulta em um ângulo de basculamento de aproximadamente 47°, ângulo comum nos implementos disponíveis no mercado. Esse ângulo pode apresentar variações visto que existem parâmetros do projeto não considerados nessa tabela orientativa.

As informações referentes a caixa de carga basculante foram utilizadas para a obtenção da inclinação do cilindro ao final do curso, dado importante para a análise onde foi levado em consideração o peso próprio do atuador.

Tomou-se por base uma caixa de carga de projeto Hyva cujo comprimento é de 8000 mm com as principais dimensões apresentadas na figura 3.9

Figura 3.9 - Principais dimensões da caixa de carga

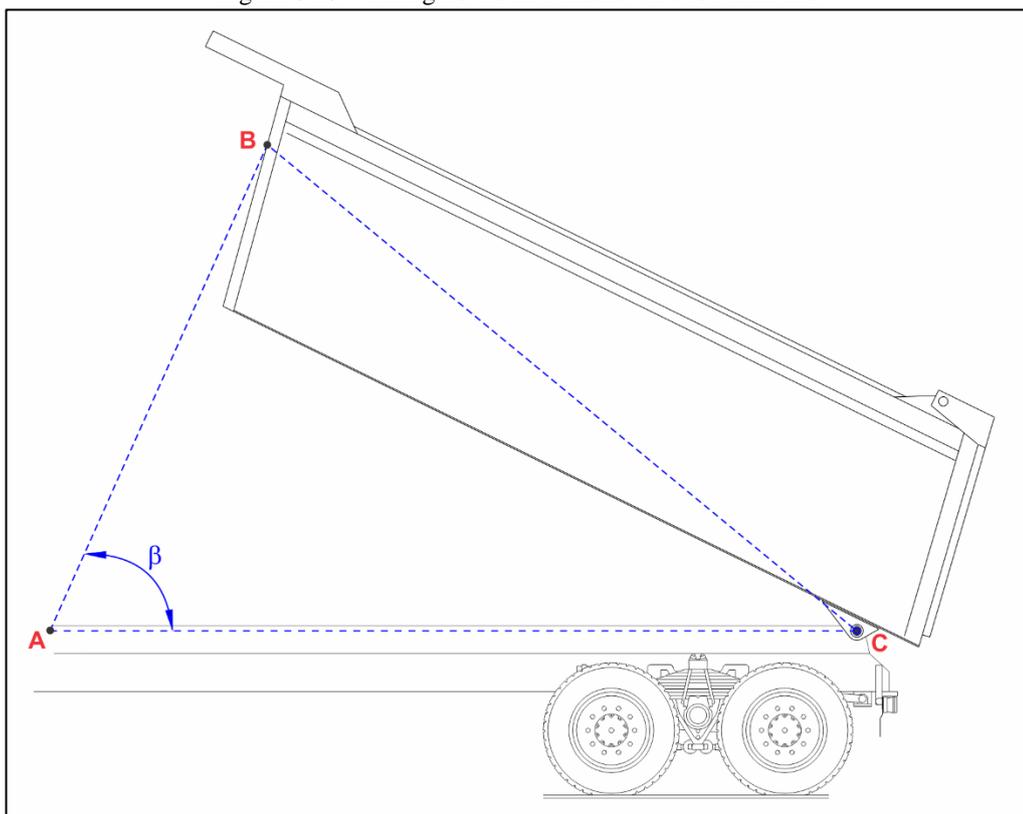


Fonte: Autor (2015)

A figura 3.10 ilustra o triângulo formado no mecanismo de basculamento onde os valores de AC e BC são respectivamente 7810,3 mm e 8283,5 mm conforme figura 3.9. O valor de AB assume ao final do curso o valor de 7495 mm representando a distância entre as fixações do cilindro quando este se encontra totalmente aberto.

A partir deste diagrama obtém-se o valor de  $\beta_{\text{final}} = 65,5^\circ$ , essa defasagem com relação ao eixo vertical foi utilizada na simulação para análise da influência do peso do atuador hidráulico.

Figura 3.10 - Triângulo do mecanismo de basculamento



Fonte: Autor (2015)

### 3.2.1 Pré processamento

Uma vez que o presente trabalho tem por objetivo comparar métodos, o mesmo cilindro hidráulico foi utilizado nos métodos atual e proposto. Com intuito de eliminar a influência do modelo numérico nos resultados obtidos, a malha de elementos finitos, bem como os pares de contato utilizados no método atual, serão utilizados no método proposto. As diferenças entre os métodos dar-se-ão, portanto, nas condições de contorno, que serão apresentadas no item a seguir.

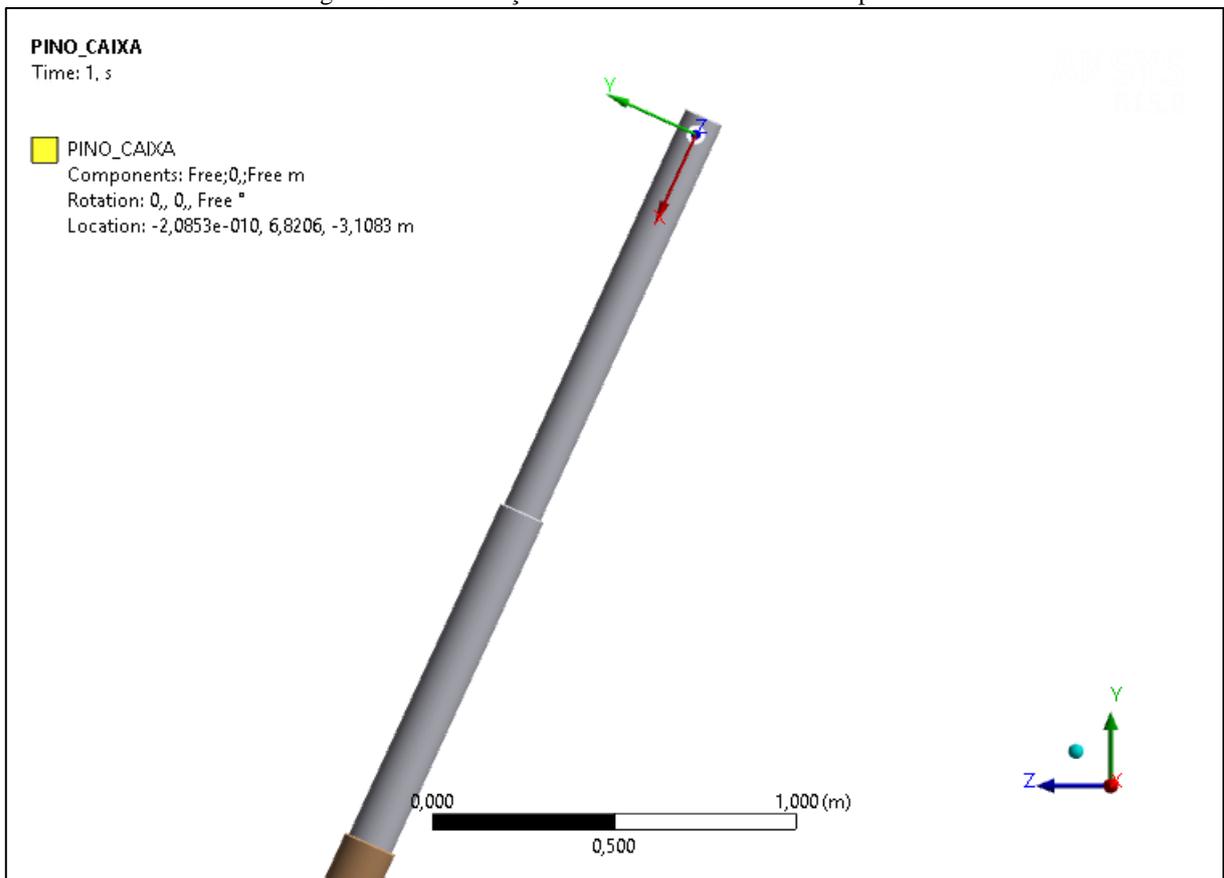
#### 3.2.1.1 Condições de contorno

Nas condições de contorno do modelo proposto, além da carga máxima compressiva atuante no cilindro, a pressão interna correspondente, bem como o peso próprio do cilindro e o atrito atuante nos mancais de vinculação do mesmo, também serão contemplados.

Objetivando compreender a influência de cada um destes fatores nos resultados do dimensionamento à flambagem, foram elaboradas cinco configurações distintas de condições de contorno, onde cada fator supracitado foi acrescentado paulatinamente às análises,

conforme segue. A figura 3.11 representa uma restrição de movimento adicional necessária quando o cilindro é avaliado considerando o peso próprio e ângulo de inclinação,  $\beta$ , conforme figura 3.10. Para aplicar esta vinculação, foi criado um sistema de coordenadas auxiliar na extremidade superior do cilindro, tendo um dos eixos direcionado no sentido axial do cilindro e outro eixo, por consequência, perpendicular a este. A partir daí, utilizando o sistema de coordenadas auxiliar, as translações no eixo perpendicular ao eixo longitudinal do cilindro, foram restritas.

Figura 3.11 - Restrição de movimento no mancal superior



Fonte: Autor (2015)

### 3.2.1.1.1 Avaliação 1

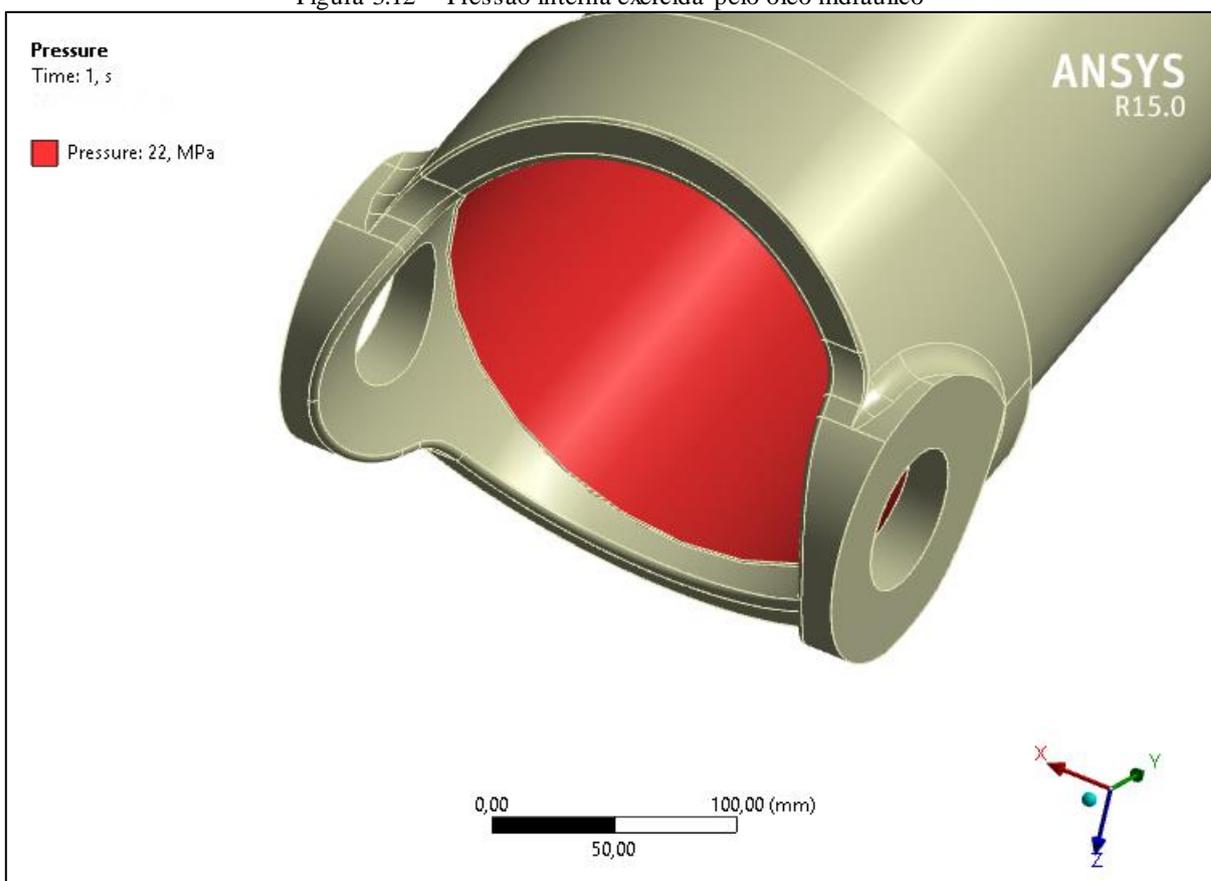
A primeira análise contempla apenas o carregamento compressivo, o valor de 1000 N sugerido na análise atual foi substituído pela força máxima que pode ser obtida com este atuador considerando sua especificação de pressão máxima, esse valor pode ser visto na equação 3.1.

$$F_{max} = p_{max} \cdot A = 22 \text{ MPa} \cdot 9468,8 \text{ mm}^2 = 208,31 \text{ kN} \quad (3.1)$$

### 3.2.1.1.2 Avaliação 2

A segunda análise foi realizada considerando o valor de força máxima e também a pressão interna de 22 MPa que conforme fora dito no item 3.2 faz parte das especificações do cilindro em questão. A pressão foi aplicada as faces internas dos tubos como sugere a figura 3.12.

Figura 3.12 – Pressão interna exercida pelo óleo hidráulico



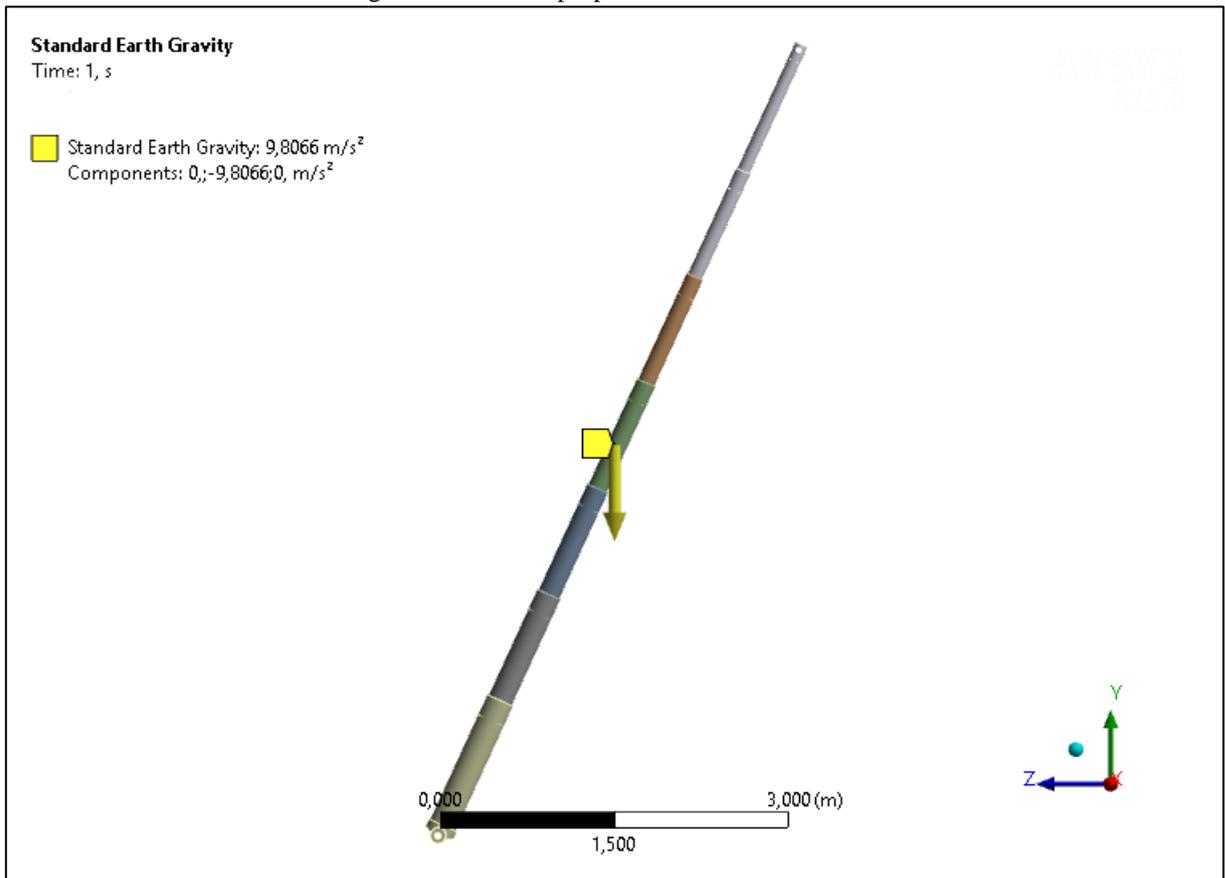
Fonte: Autor (2015)

### 3.2.1.1.3 Avaliação 3

Na terceira configuração, além da força máxima atuante no cilindro e a correspondente pressão máximas, o peso próprio foi contemplado, bem como a inclinação do mesmo quando estendido.

A massa total do cilindro é de 301 kg e, quando completamente estendido, a inclinação é de 65,5 graus. Na análise em questão isso foi representado através da utilização do recurso da aceleração gravitacional que posiciona um vetor equivalente ao peso do componente localizado em seu centro de massa, conforme pode ser visto na figura 3.13.

Figura 3.13 – Peso próprio do atuador hidráulico



Fonte: Autor (2015)

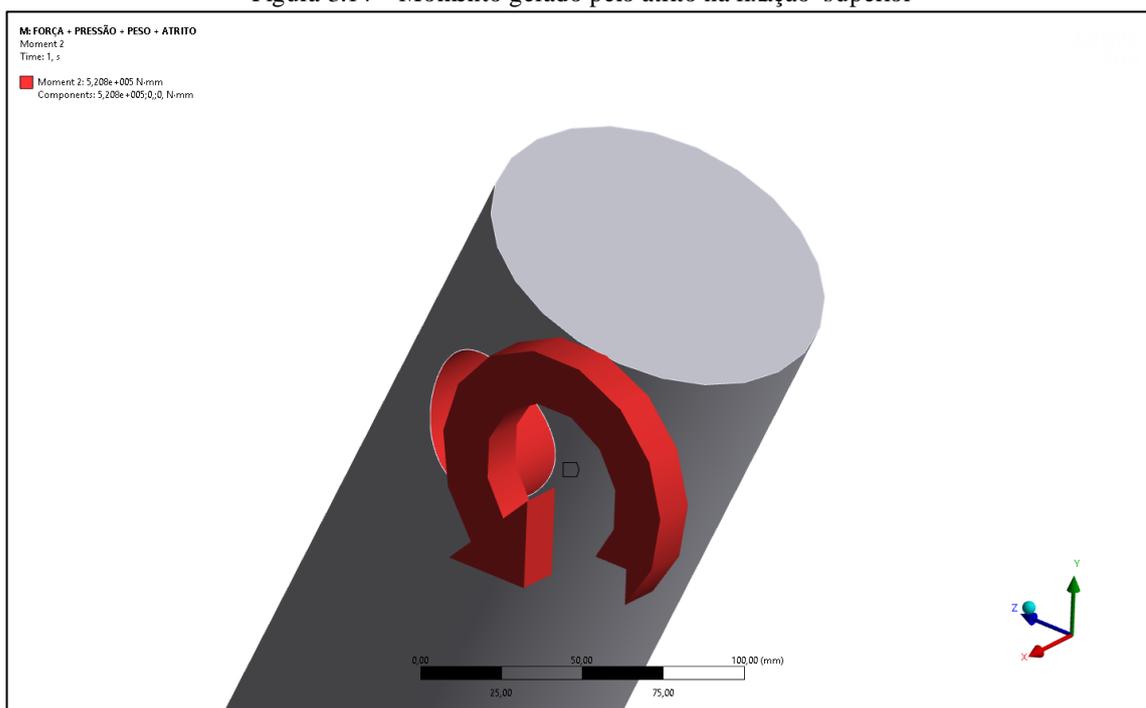
#### 3.2.1.1.4 Avaliação 4

A quarta configuração aborda os momentos gerados pelas forças de atrito atuando nas articulações do cilindro. Os valores de momentos foram calculados conforme pode ser visto na equação 3.2 para o mancal superior e 3.3 para o mancal inferior, estes foram aplicados ao modelo conforme figuras 3.14 e 3.15.

$$M_{sup} = \mu \cdot F \cdot r = 0,1 \cdot 208313 \text{ N} \cdot 0,025 = 520,75 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.2)$$

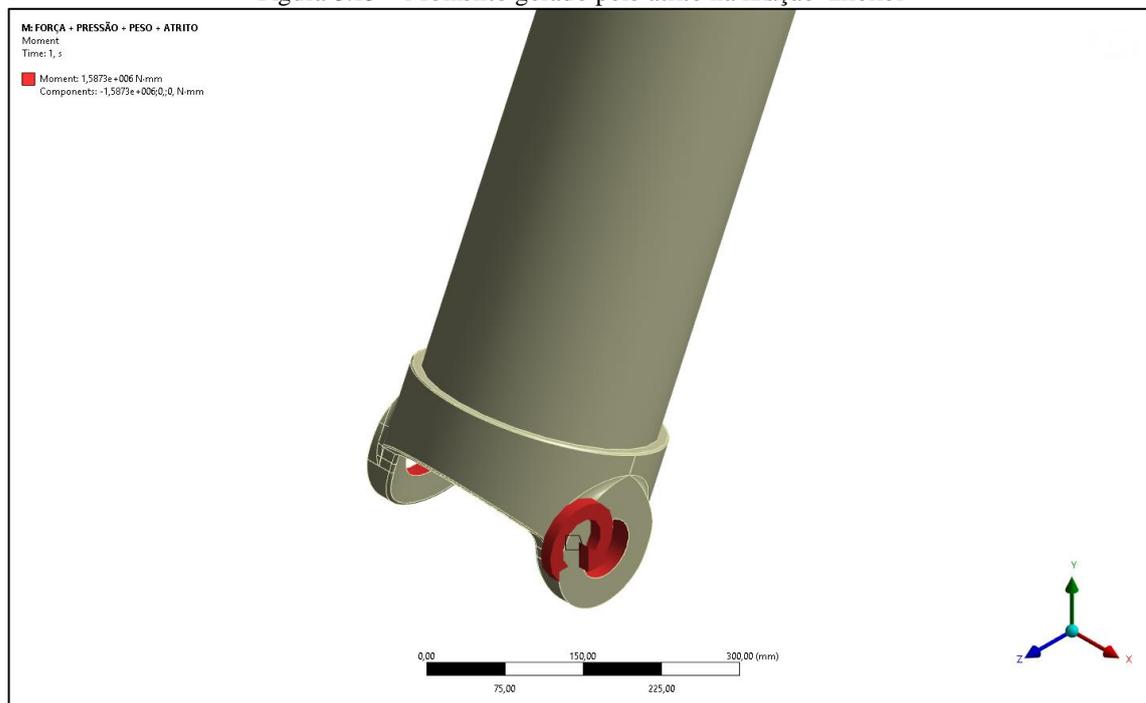
$$M_{inf} = \mu \cdot F \cdot r = 0,3 \cdot 208313 \text{ N} \cdot 0,0254 = 1587,3 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.3)$$

Figura 3.14 - Momento gerado pelo atrito na fixação superior



Fonte: Autor (2015)

Figura 3.15 - Momento gerado pelo atrito na fixação inferior



Fonte: Autor (2015)

### 3.2.1.1.5 Avaliação 5

A última configuração contempla todos os fatores supracitados atuando simultaneamente.

## 4 ANÁLISE E RESULTADOS

O presente capítulo apresenta os resultados obtidos separadamente em cada uma dos métodos apresentados bem como o dimensionamento do cilindro hidráulico telescópico em função do valor de carga crítica encontrado. Uma análise comparativa é exposta ao final do capítulo indicando os pontos positivos e negativos de cada um dos dois métodos.

### 4.1 RESULTADOS DO MÉTODO ATUAL

Ao analisar o método atualmente utilizado pela empresa para o dimensionamento do cilindro quanto a carga crítica de flambagem, existem dois valores que são de particular interesse. O primeiro valor é o carregamento compressivo aplicado axialmente ao cilindro durante a etapa de pré-processamento. A importância deste valor reside no fato de que ele é a carga que será posteriormente multiplicada para a obtenção do valor da carga crítica.

O segundo dado que tem um papel crucial nessa determinação é o *load multiplier*, este sendo o valor retornado pelo software após o processamento da etapa de flambagem linear.

Conforme fora dito no capítulo três, foi aplicado uma força de 1000 N no mancal superior deste cilindro, que é a interface de acoplamento entre o cilindro e a caixa de carga basculante, simulando assim a força exercida pelo implemento no cilindro.

A segunda etapa de processamento foi realizada no ambiente de flambagem linear, onde ocorre o cálculo da carga crítica de flambagem. Esse resultado é exposto numericamente através de um multiplicador do carregamento aplicado e graficamente através da deformação do modelo analisado, sendo que através da deformação foi possível verificar se o modelo estava deformando conforme fora previsto. Verificou-se três modos de flambagem até obter o perfil de deformação esperado, coincidindo com as recomendações pré-descritas no método utilizado pela empresa.

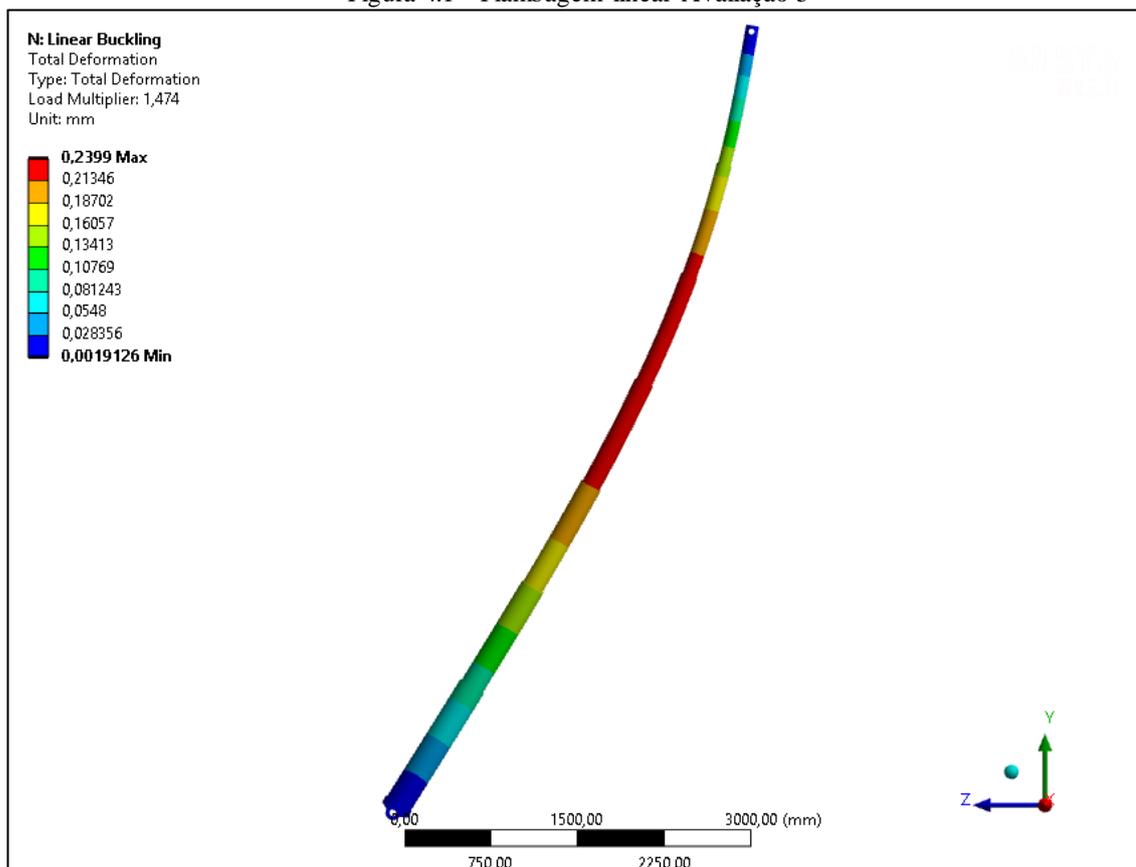
O valor do *load multiplier* encontrado no terceiro modo de flambagem foi de 348,7, assim sendo obtivemos o resultado para o carregamento crítico como sendo:

$$P_{cr} = 348,7 \cdot 1000 \text{ N} = 348,7 \text{ kN} \quad (4.1)$$

## 4.2 RESULTADOS DO MÉTODO PROPOSTO

De acordo com o que fora dito no item 3.2.1.1, foram realizadas cinco diferentes análises de modo a obter os resultados para um comparativo. A figura 4.1 ilustra o resultado obtido na avaliação 5.

Figura 4.1 - Flambagem linear Avaliação 5



Fonte: Autor (2015)

Por se tratarem de imagens muito similares os demais resultados estão dispostos na tabela 2 que apresenta os valores de *load multiplier* obtidos em cada uma das análises bem como a carga crítica de flambagem resultante de cada um dos métodos.

Tabela 2 – Resultados das avaliações

Avaliação	Load multiplier	Carga crítica de flambagem (kN)
1	1,6732	348,5
2	1,4799	308,3
3	1,6600	345,8
4	1,6662	347,1
5	1,4740	307,0

Fonte: Autor (2015)

O menor valor de carga crítica encontrado é proveniente da análise 5 onde o valor de  $P_{cr}$  resultante foi de 307,0 kN apresentando uma redução de 13,6 % se comparado ao valor encontrado no método utilizado atualmente.

## 5 CONCLUSÕES

Neste trabalho teve-se por objetivo geral avaliar a influência da pressão interna, atrito nos mancais e peso próprio de um cilindro hidráulico telescópico, no dimensionamento estrutural do mesmo quanto à flambagem.

O método atualmente utilizado pela Empresa neste estudo foi analisada em um cilindro aplicado comercialmente, tendo seus resultados sido comparados aos encontrados no método proposto. Ambas utilizaram-se do Método de Elementos Finitos para a solução do problema e, no que tange o método proposto, o modelo sofreu alterações apenas quanto às condições de contorno.

Nestas condições, e por meio deste estudo concluiu-se que o menor valor de carga crítica encontrado resulta da análise 5, onde o valor de  $P_{cr}$  foi de 307,0 kN, o que representa uma redução de 13,6% quando comparado ao valor de carregamento crítico encontrado a partir do método atualmente utilizado pela Empresa onde essa variação é absorvida em etapas seguintes do processo de dimensionamento, onde coeficientes de segurança utilizados pela Empresa são aplicados.

Em consideração última, pode-se afirmar que o estudo realizado não se esgota ao término deste trabalho e servirá enquanto base para pesquisas e dimensionamentos futuros, uma vez que é percebida a necessidade de se desenvolverem cilindros menores e, portanto, que possam operar em faixas de pressão mais altas. Ainda, há possibilidade de se avançar na realização de testes experimentais de modo a verificar de forma prática a influência dos parâmetros avaliados neste trabalho. A realização de testes práticos, em consonância com o estudo teórico, fornece um retrato mais realista deste novo método colaborando em futuros desenvolvimentos auxiliando na diminuição das incertezas de projeto.

## REFERÊNCIAS

- AZEVEDO, Álvaro. F. M. **Método dos Elementos Finitos**. 1.ed Portugal: Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2003.
- BARAGETTI, S., Terranova, A. (15 de Agosto de 2000). Bendind behaviour of double-acting hydraulic actuators. *Institution of Mechanical Engineers*.
- BLAU, P. J. **Friction Science and Technology - From Concepts to Applications**. 2.ed. Knoxville: CRC Press, 2009.
- GAMEZ-MONTERO, P.J; SALAZAR, E; CASTILLA, R; FREIRE, J; KHAMASHTA, M; CODINA, E. **Friction effects on the load capacity of a column and a hydraulic cylinder**. International Journal of Mechanical Sciences, 2008.
- HIBBELER, Russel Charles. **Resistência dos Materiais**. 7.ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2010.
- KUROWSKI, P. M, **Buckling Analysis with FEA**. Disponível em: <<http://machinedesign.com/fea-and-simulation/buckling-analysis-fea>>. Acesso em 14 Maio, 2015.
- LINSINGEN, Irlan von. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos**. 4.ed. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2013.
- LOGAN, Daryl L. **A First Course in the Finite Element Method**. 4.ed. Toronto: Thonson, 2007.
- MERIAN, J. L; KRAIGE, L.G. **Mecânica Estática, volume I**. 5.ed. Virginia: LTC, 2008.
- NETO, C. A. **Gargalos e Demandas da Infraestrutura Rodoviária e os Investimentos do PAC: Mapeamento IPEA de Obras Rodoviárias**. IPEA, 2011.
- GÓMEZ, R V; RAFAEL, E. G; JUAN, E. J. C. Cálculo a la estabilidad del equilibrio en cilindros hidráulicos de simple etapa. **Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias**, Vol. 16, No.2, 2007.
- REXROTH, B. **Hidráulica Básica, Treinamento Hidráulico - Volume 1, Princípios Básicos e Componentes da Tecnologia dos Fluidos**. Atibáia: Bosch Rexroth Ltda, 1978.
- ROSA, Edison da. **Análise de Resistência Mecânica - Mecânica da Fratura e Fadiga**. 1.ed. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2002.
- TSCIPTSCHIN, André Paulo. **Método de Elementos Finitos Aplicados à Seleção de Materiais**. São Paulo, USP, 2011.