

FREDDY JOHNATAN SCHULZ

**ANÁLISE E PROJETO DE SISTEMA DE
ACIONAMENTO PARA CAÇAMBA BASCULANTE**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

2015

FREDDY JOHNATAN SCHULZ

**ANÁLISE E PROJETO DE SISTEMA DE ACIONAMENTO PARA
CAÇAMBA BASCULANTE**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**.

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e Vibrações

Orientador: Profa. Dra. Sonia A. G. Oliveira

Co-orientador: Prof. Dr. José Antônio F. Borges

UBERLÂNDIA - MG

2015

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)
Sistema de Bibliotecas da UFU, MG, Brasil.

S388a Schulz, Freddy Johnatan, 1982
2015 Análise e projeto de sistema de acionamento para caçamba basculante / Freddy Johnatan Schulz. - 2015.
187 f. : il.

Orientadora: Sonia Aparecida Goulart de Oliveira.
Coorientador: José Antônio Ferreira Borges.
Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Uberlândia,
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
Inclui bibliografia.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Método dos elementos finitos - Teses. 3. Caminhões - Teses. 4. Transporte de mercadorias - Teses.
I. Oliveira, Sonia Aparecida Goulart de, 1959-. II. Borges, José Antônio Ferreira. III. Universidade Federal de Uberlândia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

CDU: 621

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a minha esposa
Léscia, aos meus filhos Gabriel e Lucas e
aos meus pais Elemar e Antonia.

AGRADECIMENTOS

A Deus, por sua infinita misericórdia e amor, sem o qual este trabalho jamais poderia ser concluído.

À minha amada esposa, pelo amor dedicado a mim e aos meus filhos e por me apoiar em todos os momentos, dando-me incentivo para continuar, fazendo-me lembrar que Deus é minha força.

Aos meus pais, Elemar e Antonia, que foram cruciais na formação do meu caráter e por todos os sacrifícios que passaram para me proporcionar uma educação de qualidade, que foi fundamental em minha formação acadêmica.

Aos meus tios Almiro e Neliana, pelo incentivo, pelos conselhos valiosos e pelo apoio financeiro dado durante a graduação.

Ao Prof. José Antônio, pelo valioso apoio dado ao meu ingresso na carreira de docência e pela co-orientação.

Ao amigo, ex-chefe e colega de trabalho Juliano, pelo incentivo a ingressar nesta jornada.

À Profa. Sônia, pela paciência, por ter não só orientado, mas por ter me apoiado na elaboração deste trabalho, enfim, por ser um exemplo de professora dedicada, o qual pretendo seguir em minha carreira.

Ao colega Fábio, por ter contribuído significativamente na elaboração desta dissertação.

À empresa Aguiar Implementos Rodoviários de Uberlândia, por acreditar na iniciativa deste trabalho.

À Universidade Federal de Uberlândia e à Faculdade de Engenharia Mecânica pela oportunidade de realizar este Curso.

Às instituições financiadoras CAPES, CNPq, FAPEMIG pelo apoio financeiro dado ao Programa de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica.

A todos aqueles que direta ou indiretamente contribuíram nesta jornada.

SCHULZ, F. J. **Análise e Projeto de Sistema de Acionamento para Caçamba Basculante**. 2015. 187 f. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

Resumo

No Brasil, mais da metade do transporte de cargas é realizado por caminhões. Os caminhões equipados com caçambas basculantes são uma importante alternativa para o transporte de produtos granulados, porque apresenta um método rápido e prático de descarregamento. Este trabalho apresenta um estudo de melhoramento de um sistema de acionamento de caçambas basculantes conhecido como **Sistema Indireto de Basculamento**. Para a realização deste estudo foi estabelecido um método de análise combinatória para que todas as possibilidades de projeto pudessem ser avaliadas do ponto de vista das forças de acionamento envolvidas no mecanismo. Posteriormente, com a determinação de novas configurações para o projeto, os principais componentes do sistema foram dimensionados com o auxílio do método dos elementos finitos. Para realizar a análise combinatória foi criado um algoritmo computacional, no qual foram inseridas as equações que determinam a geometria e as forças de acionamento do mecanismo. Até o presente momento, as empresas de pequeno porte, que prestam este serviço, concebiam o projeto da geometria básica deste tipo de mecanismo, usando um método gráfico que, apesar de ser simples, não trazia a possibilidade de uma investigação completa do problema. Contudo, para se realizar uma análise mais eficaz do projeto, foi necessário encontrar uma equação algébrica que relacionasse as diversas variáveis do problema para se determinar a geometria do mecanismo. Desta forma, foi possível desenvolver o projeto do mecanismo através de um método algébrico, em substituição ao método gráfico utilizado atualmente. Além de contribuir com a apresentação de um novo método para projetar este mecanismo especificamente, o trabalho traz uma metodologia, que poderá ser utilizada em outros mecanismos da mesma natureza. Aplicando a metodologia proposta, quatro novos projetos de sistemas indiretos de basculamento foram estabelecidos e poderão ser construídos e avaliados por uma empresa fabricante de implementos rodoviários. Os novos projetos, apresentam níveis de tensão/deformação compatíveis com o modelo existente, e em 3 deles conseguiu-se diminuir o peso final do dispositivo.

Palavras Chave: Caçamba basculante. Mecanismo de acionamento. Sistema indireto de basculamento. Caminhões. Método dos elementos finitos.

SCHULZ, F. J. **Analysis and Design of Drive System for Dump truck**. 2015. 187 f. M. Sc. Dissertation, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

Abstract

In Brazil, trucks do more than half of cargo transportation. Dump trucks are an important alternative to the transportation of granulated products, because it presents a quick and convenient unloading method. This paper presents an improvement study of a dump trucks drive system known as Indirect Tipping System. For this study was established a combinatorial analysis method so that all the design possibilities could be assessed from the perspective of driving forces involved in the mechanism. Later, with the determination of new settings for the project, the main components of the system were scaled with the help of the finite element analysis. To perform combinatorial, a computational program analysis was created, where the input are the equations that determine the geometry and forces of the drive the mechanism. Up to now, in small company that provide this service, the project of the mechanism is done by a graphical method. Although simple, this method do not bring the possibility of a thorough investigation of the problem. However, to perform more efficient design analysis, it was necessary to obtain an algebraic equation that relates the different variables of the problem to determine the geometry of the mechanism. Thus, it was possible to develop the design of the device through an algebraic method, replacing the graphical method currently used. Besides contributing to the presentation of a new method to design this mechanism specifically, this work brings a method, which may be used on other devices of the same type. Applying the proposed methodology, four new projects of indirect tipping systems have been established and can be produced and evaluated by a manufacturer of road equipment. The new projects, present levels of stress/deformation compatible with the existing model, and in three of them, it was possible to reduce the final weight of the device.

Keywords: Dump trucks. Drive mechanism. Indirect tipping system. Trucks. Finite element method.

Lista de Figuras

Figura 2.1 - Sistema de acionamento por Cilindro Frontal (Fonte: Aguiar Implementos Rodoviários Ltda.).....	6
Figura 2.2 - Cilindro Telescópico com sistema hidráulico (Fonte: www.hyva.com/br).....	6
Figura 2.3 - Caçamba meia cana acionada por cilindro frontal (Fonte: www.pastre.com.br) ..	7
Figura 2.4 - Sistema Direto de Basculamento	7
Figura 2.5 - Sistema Indireto de Basculamento.....	8
Figura 2.6 – Componentes do Sistema Indireto	9
Figura 2.7 - Equipamento instalado sobre o veículo (Fonte: Mil Implementos Rodoviários Ltda.)	9
Figura 2.8 – Sistema de acionamento indireto para caminhão basculante patenteado em 1918 (LONGENECKER (1918)).....	10
Figura 2.9 – Sistema de acionamento indireto para caminhão basculante patenteado em 1918 (WALLACE S.T. (1918)).....	11
Figura 2.10 – Sistema de acionamento indireto para caminhão basculante patenteado em 1921 (SMIGHT, F. B. (1921)).....	11
Figura 2.11 – Sistema de acionamento indireto para caminhão basculante com ligação por rolete patenteado em 1923 (HANSEN, A. E. (1923)).....	12
Figura 2.12 – Sistema de acionamento indireto para caminhão basculante com rolete na extremidade do cilindro patenteado em 1924 (WOOD, L. T. (1924)).....	12
Figura 2.13 – Sistema de acionamento indireto para caminhão basculante patenteado em 1929 (BARRETT, E. R. (1929)).....	13
Figura 2.14– Sistema de acionamento indireto para caminhão basculante com variação do ângulo final de basculamento patenteado em 1929 (BARRETT, E. R. (1929)).....	14
Figura 2.15 – Sistema de acionamento indireto para caminhão basculante patenteado em 1933 (JUNGERSSENT. G. (1933))	14
Figura 2.16 – Sistema de acionamento indireto para caminhão basculante semelhante ao modelo atual patenteado em 1938 – vista em perspectiva (DAY, H. O. (1938)).....	15
Figura 2.17 – Funcionamento do patenteado em 1938 (DAY, H. O. (1938)).....	15
Figura 2.18 – Mecanismo de basculamento indireto patenteado em 1952 (HUTCHINSON A. D. L. (1952)).....	16
Figura 2.19 – Mecanismo de basculamento indireto patenteado em 1953 (BEST, R.C (1953)).....	17

Figura 3.1 – Exemplo de caminhão dois eixos (Fonte: http://www.man-la.com/images/stories/produtos/caminhao/ficha_tecnica/pdf/2812/08_Constellation_15_190_fev_2013.pdf).....	20
Figura 3.2 - Composição de 2 eixos (Fonte: anexo portaria 63/2009 DENATRAN).....	20
Figura 3.3 - Exemplo de caminhão três eixos (Fonte: http://www.man-la.com/images/stories/produtos/caminhao/ficha_tecnica/pdf/2821/08_Constellation_24_280_fev_2013.pdf).....	21
Figura 3.4 - Composição de 3 eixos (Fonte: anexo portaria 63/2009 DENATRAN).....	21
Figura 3.5 – Exemplo de caminhão com quarto eixo direcional instalado (Fonte: Aguiar Implementos Rodoviários)	21
Figura 3.6 - Composição de 4 eixos (Fonte: anexo portaria 63/2009 DENATRAN).....	21
Figura 3.7 - Comparação entre as composições de três eixos e quatro eixos.....	22
Figura 3.8 - Caçamba modelo areia e brita (Fonte: Aguiar Implementos Rodoviários)	24
Figura 3.9 - Suporte de estepe frontal e caixa de ferramentas (Fonte: Mil Implementos Rodoviários Ltda).....	24
Figura 3.10 - Caçamba Graneleira (Fonte: www.rodomil.com.br acesso em 20/07/2013)	25
Figura 3.11 - Basculante cavaqueira (Fonte: Aguiar Implementos Rodoviários)	26
Figura 3.12 - Posicionamento da articulação da caçamba	30
Figura 3.13 - Simplificação para o cálculo de distribuição de carga em caminhões toco.....	31
Figura 3.14 - Simplificação para o cálculo de distribuição de carga em caminhões truck.....	33
Figura 3.15 - Suspensão Tandem tipo Balancim (Fonte: www.suspensys.com.br)	34
Figura 3.16 - Suspensão Tandem tipo Bogie (Fonte: www.suspensys.com.br)	34
Figura 3.17 - Dimensões do veículo conforme a Resolução 210/2006 do CONTRAN	36
Figura 4.1 – Malha.....	37
Figura 4.2 - Condições de contorno: carregamentos e fixações.....	38
Figura 4.3 - Modelo com malha refinada nos pontos críticos (Fonte:Pinto Filho, 2004).....	40
Figura 4.4 - Organização do programa ANSYS® (extraído de Moaveni, 1999).....	41
Figura 4.5 – Demonstração do refinamento da malha.....	44
Figura 4.6 – Histórico de convergência do modelo.....	44
Figura 5.1 - Componentes do Sistema Indireto de Basculamento.....	47
Figura 5.2 - Variáveis do Problema.....	47
Figura 5.3 - Condição Inicial: posição inicial dos cilindros e alinhamento da base do sistema indireto.....	48
Figura 5.4 - Condição Final: abertura total dos cilindros e ângulo de 45°	48
Figura 5.5–Condição inicial – formação do triângulo ABE	49
Figura 5.6 - Triângulo BCE	50

Figura 5.7 – Triângulos CDE e DEF.....	50
Figura 5.8 - Triângulo ABE após o basculamento	51
Figura 5.9 - Mancais C, D e E com os pontos F', F'' e F'''	52
Figura 5.10 - Análise das forças que geram momento em torno do mancal E	54
Figura 5.11 - Análise das forças que geram momento em torno do mancal F.....	54
Figura 6.1 - Posição vertical dos mancais A, B, E e F.....	59
Figura 6.2 - Posição vertical dos mancais C e D.....	60
Figura 6.3 - Posição horizontal dos mancais A,B,C, E e F	61
Figura 6.4 - Posição horizontal dos mancais C e D.....	61
Figura 6.5 - Dimensão mínima de BE_n gerando interferência entre travessa e cilindro.....	63
Figura 6.6 - Ângulo entre as barras AB e BE	66
Figura 6.7 - Ângulos entre as barras CE, CD e CF	66
Figura 6.8 - Ângulo entre CD e CE	67
Figura 6.9 - Ponto morto das barras CD e CE.....	68
Figura 8.1 - Soma das forças F1 e F2 em função de Div	77
Figura 8.2 - EFh em função de Div	77
Figura 8.3 - Tempo de cálculo em função de Div	77
Figura 8.4 – Comparação de peso entre os modelos.....	84
Figura 8.5 – Condição de contorno e carregamentos para a base do sistema indireto	87
Figura 8.6 – Ressalto para definir a direção e o sentido da força F1	87
Figura 8.7 – Comparação dos modelos de travessas	88
Figura 8.8 – Modelo para simulação da travessa superior do mecanismo	89
Figura 8.9 – Condições de contorno do modelo.....	89
Figura 8.10 – Carregamentos do modelo.....	90
Figura 8.11 – Detalhamento do braço CD	91
Figura 9.1 – Gráficos de variação do comprimento dos braços dentro da análise combinatória	94
Figura 9.2 – Gráficos de variação forças em função da variação do comprimento dos braços dentro da análise combinatória	95
Figura 9.3 – Distribuição de tensão (Von-Mises) – visão geral.....	110
Figura 9.4 – Distribuição de tensão (Von-Mises) abaixo do mancal.....	110
Figura 9.5 – Distribuição de tensão (Von-Mises) na interseção do braço com a travessa..	111
Figura 9.6 – Distribuição de tensão (Von-Mises) na parte traseira da base indicando as regiões críticas.....	111
Figura 9.7 – Detalhe ampliado da região crítica parte traseira da base.....	112
Figura 9.8 – Deslocamentos calculados para o projeto atual – perspectiva	113

Figura 9.9 – Deslocamentos calculados para o projeto atual – vista lateral.....	113
Figura 9.10 – Tensão (Von Mises) para o modelo atual sujeito ao aumento de carga.	114
Figura 9.11 – Distribuição de tensão para o Modelo 1.2 - I	115
Figura 9.12 – Detalhe da região com maior nível de tensão equivalente Modelo 1.2 - I.....	115
Figura 9.13 – Distribuição de tensão para o Modelo 1.2 – II	116
Figura 9.14– Detalhe ampliado na região de maior tensão no Modelo 1.2 – II	117
Figura 9.15 – Histórico de convergência do Modelo 1.2 – II.....	117
Figura 9.16 – Distribuição de tensão na parte frontal do Modelo 1.2 – III	118
Figura 9.17 – Distribuição de tensão na parte traseira do Modelo 1.2 – III	118
Figura 9.18 –Detalhe da distribuição de tensão em uma região crítica do Modelo 1.2 – III	118
Figura 9.19 – Deslocamentos do Modelo 1.2 – III	119
Figura 9.20 – Distribuição de tensão para o Modelo 1.3 – I	119
Figura 9.21 – Distribuição de tensão na parte traseira do Modelo 1.3 – I.....	120
Figura 9.22 – Distribuição de tensão no Modelo 1.3 – II.....	121
Figura 9.23 – Distribuição de tensão na parte traseira do Modelo 1.3 – II.....	122
Figura 9.24 – Detalhe da distrib.de tensão na zona crítica do braço para o Modelo 1.3 – II	122
Figura 9.25 – Distribuição de tensão no nos mancais C do Modelo 1.3 – II	122
Figura 9.26 – Deslocamentos no Modelo 1.3 – II	123
Figura 9.27 – Distribuição da tensão equivalente no Modelo 1.4 – I	123
Figura 9.28 – Distribuição da tensão equivalente no Modelo 1.4 – II	124
Figura 9.29 – Detalhe da distrib. da tensão equivalente na região crítica do Modelo 1.4 – II	124
Figura 9.30 – Distribuição da tensão equivalente no Modelo 3.1 – I	125
Figura 9.31 – Distribuição da tensão equivalente no Modelo 3.1 – I	126
Figura 9.32 – Reforços acrescentados ao Modelo 3.1 – II	126
Figura 9.33 – Distribuição da tensão equivalente no Modelo 3.1 – II	127
Figura 9.34 – Detalhe da distribuição da tensão nos mancais do Modelo 3.1 – II	127
Figura 9.35 – Distribuição da tensão nos mancais do Modelo 3.1 – III.....	128
Figura 9.36 – Detalhe ampliado da distribuição da tensão nos mancais do Modelo 3.1 – III	128
Figura 9.37 – Distribuição da tensão na parte traseira do Modelo 3.1 – III.....	129
Figura 9.38 – Deslocamentos no Modelo 3.1 – III	129
Figura 9.39 – Distribuição de tenção no mancal C	129
Figura 9.40 – Alterações para melhorar a resistência do Modelo 3.1 – IV.....	130
Figura 9.41 – Distribuição de tensão no Modelo 3.1 – IV	130

Figura 9.42 – Distribuição de tensão ampliada no Modelo 3.1 – IV.....	131
Figura 9.43 – Distribuição de tensão na região do mancal C do Modelo 3.1 – IV.....	131
Figura 9.44 – Reforço vertical inserido no Modelo 3.1 – V	132
Figura 9.45 – Distribuição de tensão no Modelo 3.1 – V.....	132
Figura 9.46 – Detalhe da distribuição de tensão no Modelo 3.1 – V.....	132
Figura 9.47 – Identificação da região de tensão máxima	133
Figura 9.48 – Distribuição de tensão na região do mancal C no Modelo 3.1 – V.....	133
Figura 9.49 – Deslocamentos do Modelo 3.1 – V.....	134
Figura 9.50 – Distribuição de tensão na travessa do projeto atual	134
Figura 9.51 – Detalhe da distribuição de tensão na região dos mancais na travessa do projeto atual.....	135
Figura 9.52 – Deslocamentos causados por deformação elástica no projeto atual	135
Figura 9.53 – Distribuição de tensão na travessa do projeto atual com carga maior	136
Figura 9.54 – Distribuição de tensão na Travessa 1.2 – I	137
Figura 9.55 – Distribuição de tensão na Travessa 1.2 – II	138
Figura 9.56 – Tensão máxima na Travessa 1.2 – II	138
Figura 9.57 – Tensão máxima na Travessa 1.2 – III	139
Figura 9.58 – Tensão máxima na Travessa 1.2 – IV.....	139
Figura 9.59 – Tensões máximas na Travessa 1.2 – V	140
Figura 9.60 – Distribuição de tensão acima da Travessa 1.2 – V.....	140
Figura 9.61 – Deslocamentos calculados na Travessa 1.2 – V	141
Figura 9.62 – Distribuição de tensão acima da Travessa 1.3 – I	142
Figura 9.63 – Distribuição de tensão na Travessa 1.3 – II	142
Figura 9.64 – Distribuição de tensão na parte superior da Travessa 1.3 – II.....	143
Figura 9.65 – Deslocamentos calculados no Travessa 1.3 – II	143
Figura 9.66 – Distribuição de tensão na Travessa 1.4	144
Figura 9.67 – Distribuição de tensão na parte superior da Travessa 1.4.....	144
Figura 9.68 – Deslocamentos calculados na Travessa 1.4	144
Figura 9.69 – Distribuição de tensão na Travessa 3.1 – I	145
Figura 9.70 – Distribuição de tensão na parte superior da Travessa 3.1 – I.....	146
Figura 9.71 – Detalhe do reforço acrescentado na Travessa 3.1 – II	146
Figura 9.72 – Distribuição de tensão na parte superior da Travessa 3.1 – II.....	146
Figura 9.73 – Distribuição de tensão na Travessa 3.1 – II	147
Figura 9.74 – Melhorias feitas na Travessa 3.1 – III.....	147
Figura 9.75 – Distribuição de tensão na Travessa 3.1 – III	148
Figura 9.76 – Detalhe da distribuição de tensão na Travessa 3.1 – III	148

Figura 9.77 – Distribuição de tensão na parte superior da Travessa 3.1 – III	149
Figura A.1 - Triângulo ABE	161
Figura A.2 - Triângulo BCE	163
Figura A.3 - Triângulo CDE	164
Figura A.4 - Disposição dos mancais C, D, E e F.....	165
Figura A.5 - Triângulo ABE após o basculamento.....	166
Figura A.6 - Geometria composta pelos mancais A, B, C, D, E e F.....	167
Figura A.7 - Detalhe formado por F, F', F" e F'''	168
Figura A.8 - Mancais C, D e E com os pontos F', F" e F'''	168
Figura A.9 - Polígono CDF'''E	170
Figura A.10 - Cálculo da dimensão D_1	174
Figura A.11 - Cálculo da dimensão D_2	175
Figura A.12 - Cálculo de D_4 (parte 1)	175
Figura A.13 - Cálculo de D_4 (parte 2)	176
Figura A.14 - Cálculo da dimensão D_3	177
Figura A.15 - Cálculo de β_5	177

Lista de Tabelas

Tabela 3.1 - Densidade de alguns materiais transportados por caçambas (Fonte: indicada na tabela)	27
Tabela 3.2–Cargas líquidas em função dos modelos de veículos (valores em toneladas) ...	29
Tabela 5.1 - Dimensões reais X Resultados obtidos analiticamente	53
Tabela 6.1 - Intervalos do posicionamento vertical dos mancais (valores em mm)	61
Tabela 6.2 - Cilindros hidráulicos Marrucci (disponível em:www.marrucci.com.br)	62
Tabela 6.3 - Dimensões horizontais e dimensões dos cilindros e braços em mm	65
Tabela 6.4 – Distribuição de peso calculada.....	71
Tabela 8.1 - Dimensões do passo de cálculo.....	78
Tabela 8.2 - Influência de P.Av e P.Ev nos resultados	79
Tabela 8.3 - Influência da posição do mancal B no cálculo das forças	80
Tabela 8.4 - Influência da posição vertical do manca C	80
Tabela 8.5 - Influência da posição vertical do mancal D	81
Tabela 8.6 - Influência da dimensão dos cilindros.....	81
Tabela 8.7 – Dados de entrada fixos	82
Tabela 8.8 – Propriedades mecânicas das chapas de aço ASTM A-36 Laminado, utilizadas na fabricação das peças (fonte: Comercial Gerdau, 2015).....	86
Tabela 9.1 – Dados de entrada e resultados para o cálculo do Modelo 1.1	94
Tabela 9.2 - Comparação projeto atual x MODELO 1.1.....	95
Tabela 9.3 – Dados de entrada e resultados para o cálculo do MODELO 1.2	96
Tabela 9.4– Comparação: projeto atual x MODELO 1.2	97
Tabela 9.5 – Dados de entrada e resultados para o cálculo do Modelo 1.3 com redução maior no comprimento CEh	98
Tabela 9.6 - Comparação projeto atual x MODELO 1.3.....	99
Tabela 9.7 – Dados de entrada e resultados para o cálculo do Modelo 1.4	100
Tabela 9.8 - Comparação projeto atual x Modelo 1.4.....	100
Tabela 9.9 – Dados de entrada e resultados para o cálculo do Modelo 2.1	101
Tabela 9.10 - Comparação do nível de forças calculadas para o Modelo 2 x Modelo atual	102
Tabela 9.11 – Dados de entrada e resultados para o cálculo do modelo 2 com redução nos comprimentos CEh e CD	103
Tabela 9.12 – Dados de entrada e resultados para o cálculo do modelo 3	104
Tabela 9.13 – Dados de entrada e resultados para o cálculo do modelo 3 com cilindro maior	105

Tabela 9.14 – Comparação entre os valores obtidos para dois modelos de cilindro	106
Tabela 9.15 – Dados de entrada e resultados da simulação do Modelo 4.1.....	107
Tabela 9.16 – Dados de entrada e resultados para o cálculo do Modelo 4.2	108
Tabela 9.17 – Comparação entre os valores obtidos para dois modelos de cilindro em caçambas de 9 m.....	109
Tabela 9.18 – Valores calculados na análise das cargas de flambagem.....	150

Lista de Símbolos

A	Mancal inferior do cilindro de acionamento
At	Área da seção transversal do braço CD
α_1	Ângulo que o segmento BE faz com a horizontal
α_2	Ângulo que o segmento BE faz com a vertical
α_3	Ângulo entre a reta BE e a horizontal
α_4	Ângulo que o segmento CF''' faz com o segmento EF'''
α_5	Ângulo que o segmento CF''' faz com o segmento DF'''
AB1	Distância entre os mancais A e B (cilindro fechado mais abertura inicial)
AB2	Distância entre os mancais A e B após a abertura completa dos cilindros
ABE	Triângulo formado pela posição dos mancais A , B e C
AE	Distância entre os mancais A e E
AEh	Distância horizontal entre os mancais A e E
AEv	Distância vertical entre os mancais A e E
B	Mancal superior do cilindro de acionamento
b	Dimensão da projeção horizontal de CE
β_1	Ângulo que o segmento AB faz com a horizontal
β_2	Ângulo que o segmento CE faz com a vertical
β_3	Ângulo que o braço CD faz com a horizontal
β_4	Ângulo que o braço CD faz com o segmento CE
β_5	Ângulo formado entre as barras CD e CE após o basculamento
BC	Distância entre os mancais B e C
BCE	Triângulo formado pela posição dos mancais B , C e E
BD	Balanço dianteiro: distância do primeiro eixo até o para-choque dianteiro
BE	Distância entre os mancais B e E

BE_h	Distância horizontal entre os mancais B e E
BE_v	Distância vertical entre os mancais B e E
BT	Balanço traseiro: distância do último eixo até o final da carroceria
BT'	Distância do último eixo até o final da carroceria
BT_c	Balanço traseiro corrigido: distância do centro dos eixos traseiros até o final da carroceria
C	Mancal inferior do braço de acionamento do chassi superior
CAD	Desenho assistido por computador
c	Dimensão da projeção vertical do segmento CE
Carga	Carga transporta pela caçamba em newtons
C_c	Índice de esbeltez crítico
CD	Distância entre os mancais C e D
CDE	Triângulo formado pela posição dos mancais C , D e E
CD_h	Distância horizontal entre os mancais C e D
CD_v	Distância vertical entre os mancais C e D
CE	Distância entre os mancais C e E
CE_h	Distância horizontal entre os mancais C e E
CE_v	Distância vertical entre os mancais C e E
CF'''	Distância entre os pontos C e F'''
CG	Posição do centro de gravidade da carroceria em relação ao eixo dianteiro
comp	Comprimento da caçamba no algoritmo
COND	Condição do limite mínimo para CE_h
cont	Contador do algoritmo número 2
CR	Comprimento da carroceria
CT	Comprimento total do caminhão
D	Mancal superior do braço de acionamento do chassi superior
d	Incógnita criada para assumir o valor de $(2 \times CE \times \sin \beta_3)$
D₁	Distância da linha de ação da força de resistência F₁ até o mancal E

D₂	Distância da linha de ação da força de resistência R₂ até o mancal E
D₃	Distância da linha de ação da força provocada pela carga W ao mancal F
D₄	Distância da linha de ação da força F₂ ao mancal F
DED	Distância do início da carroceria ao eixo dianteiro
DEF	Triângulo formado pela posição dos mancais D , E e F
DE_h	Distância horizontal entre os mancais D e E
DE_v	Distância vertical entre os mancais D e E
DF'''	Distância do mancal D até o ponto F'''
DF'''	Distância do mancal D até o ponto F'''
DF_h	Distância horizontal entre os mancais D e F
DF_h	distância horizontal entre os mancais D e F
DF_v	Distância vertical entre os mancais D e F
Div	Número de divisões dos intervalos
Dy	posição vertical do mancal D no algoritmo
E	Mancal de giro da base do sistema indireto
Eaço	Módulo de elasticidade do material
EE	Distância entre os eixos do caminhão
EE'	Distância do eixo dianteiro ao primeiro eixo traseiro
EEc	Distância entre eixos corrigida: distância do eixo dianteiro ao centro dos eixos traseiros
EEt	Distância entre os dois eixos traseiros
EF'''	Distância do mancal E até o ponto F'''
EF_h	Distância horizontal entre os mancais E e F
EF_v	Distância vertical entre os mancais E e F
Ey	posição vertical do mancal E definido no algoritmo
F	Mancal traseiro de articulação entre os chassis
F'	Ponto de projeção do mancal F sobre o segmento horizontal que passa pelo mancal E
F'''	Ponto de encontro dos prolongamentos dos segmentos EF_h e DF_h

F'F'''	Distância entre os pontos F' e F'''
F''	Ponto localizado no encontro dos prolongamentos dos segmentos DFh e DFv
F''F'''	Distância entre os pontos F'' e F'''
F''F'''	Distância entre os pontos F'' e F'''
F1	Força de acionamento do cilindro hidráulico
F2	Força transmitida pelo braço CD ao chassi superior
FEM	Finite element method (sigla em inglês p/ Método dos elementos finitos)
Fy	Posição vertical do mancal F definido no algoritmo
γ_6	Ângulo formado entre o braço CD e o segmento DF antes do basculamento
h. inf.	Altura da longarina do chassi inferior
h. sup.	Altura da longarina do chassi superior
I	Menor momento de inércia da área da seção transversal
K	Fator de comprimento efetivo
L	Comprimento da carroceria/caçamba
Lc	Comprimento da coluna
LONG_INF	Altura da longarina inferior definida no algoritmo
m	contador do algoritmo número 1
ME	Momento que a força F1 provoca em torno do mancal E
MF	Momento que a força F2 provoca em torno do mancal F
MEF	Método dos elementos finitos
P.Av	Posição vertical do mancal A em relação à aba da longarina inferior
P.Bv	Posição vertical do mancal B em relação à aba da longarina superior
P.Cv	Posição vertical do mancal C em relação à aba da longarina inferior
P.Dv	Posição vertical do mancal D em relação à aba da longarina superior
P.Ev	Posição vertical do mancal E em relação à aba da longarina inferior
P.Fv	Posição vertical do mancal F em relação à aba da longarina inferior

P_{cr}	Carga axial crítica para flambagem
P_{ET}	Peso do eixo traseiro com o veículo em ordem de marcha fornecido
r	Raio de giração
R_2	Força de resistência imposta pelo braço CD à base do sistema indireto
R_{ET}	Força de reação que o solo exerce sobre o eixo
$teta_grau$	Ângulo final de basculamento em graus definido no algoritmo
W	Carga distribuída sobre o chassi da caçamba
γ_1	Ângulo que o segmento AE faz com a horizontal
γ_2	Ângulo que o segmento BE faz com o segmento AB
γ_3	Ângulo que o segmento DF faz com o segmento F'F''
θ	Ângulo final de basculamento
σ_{adm}	Tensão admissível para o projeto da coluna
σ_{cr}	Tensão crítica de flambagem
σ_e	Limite de escoamento do material;
$\widehat{AEB}$	Ângulo entre os segmentos AE e BE
$\widehat{ABE}$	Ângulo formado entre as barras AB e BE
$\widehat{BEC}$	Ângulo entre os segmentos BE e CE
$\widehat{BEC}$	Ângulo entre os segmentos CE e BE

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO.....	1
2.	SISTEMAS DE ACIONAMENTO DE CAÇAMBAS BASCULANTES	5
2.1.	MODELOS DE SISTEMAS INDIRETOS PATENTEADOS.....	10
3.	DISTRIBUIÇÃO DE CARGA E DETERMINAÇÃO DAS DIMENSÕES DA CAÇAMBA	18
3.1.	MODELOS DE CAMINHÕES PLATAFORMA	19
3.2.	MODELOS DE CAÇAMBAS BASCULANTES SOBRE CHASSI	23
3.2.1.	Basculante Areia e Brita.....	23
3.2.2.	Basculante Graneleira.....	25
3.2.3.	Basculante Cavaqueira	25
3.3.	DETERMINAÇÃO DO VOLUME DA CARROCERIA	26
3.4.	CÁLCULO DE DISTRIBUIÇÃO DE CARGA SOBRE OS EIXOS DO VEÍCULO	29
3.4.1.	Cálculo de Distribuição de Peso em Caminhões de Dois Eixos.....	31
3.4.2.	Cálculo de Distribuição de Peso em Caminhões de Três Eixos.....	32
3.4.3.	Cálculo de Distribuição de Peso em Caminhões de Quatro Eixos	35
3.4.4.	Dimensão Limite para o Cálculo da Distribuição de Carga	36
4.	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS.....	37
4.1.	ANSYS®	40
4.1.1.	Pré- Processador (PREP7)	41
4.1.2.	Processador (SOLUTION)	42
4.1.3.	Pós-Processador (POST1).....	42
4.1.4.	ANSYS® Workbench™	43
5.	ANÁLISE DE ESFORÇOS E CINEMÁTICA DO MECANISMO.....	45
5.1.	ANÁLISE DA GEOMETRIA DO SISTEMA.....	46
5.1.1.	Análise Geométrica do Sistema na Condição Inicial:.....	49
5.1.2.	Análise Geométrica do Sistema na Condição Final:	50
5.1.3.	Equação final obtida pela análise das condições final e inicial:	52

5.1.4.	Comparação de Resultados.....	53
5.2.	LEVANTAMENTO DAS FORÇAS ENVOLVIDAS NO SISTEMA.....	54
5.3.	DIMENSIONAMENTO DO BRAÇO CD POR FLAMBAGEM.....	55
6.	ESPAÇO DE PROJETO	58
6.1.	POSICIONAMENTO VERTICAL DOS MANCAIS	58
6.2.	POSICIONAMENTO HORIZONTAL DOS MANCAIS E COMPRIMENTO DOS CILINDROS E BRAÇOS	61
6.3.	VERIFICAÇÃO DAS SITUAÇÕES DE PONTO-MORTO FORMADAS NO SISTEMA INDIRETO.....	65
6.4.	DIMENSÕES DAS CAÇAMBAS	68
6.4.1.	Caçamba Basculante Areia e Brita para Caminhões de Três Eixos	68
6.4.2.	Caçamba Basculante Areia e Brita para Caminhões de Quatro Eixos.....	69
6.4.3.	Caçamba Basculante Cavaqueira para Caminhões de Três Eixos	70
6.5.	CÁLCULO DE DISTRIBUIÇÃO DE PESO DOS CAMINHÕES.....	70
7.	ALGORITMO	72
7.1.	VARIÁVEIS DEFINIDAS POR VALORES FIXOS OU DE POUCA VARIAÇÃO:.....	73
7.2.	VARIÁVEIS DEFINIDAS POR VETORES:.....	73
7.3.	VARIÁVEIS ESTABELECIDAS PARA A SOLUÇÃO DO ALGORITMO:	74
8.	METODOLOGIA.....	75
8.1.	TESTE DE CONVERGÊNCIA DO NÚMERO DE DIVISÕES DOS INTERVALOS	76
8.2.	ANÁLISE DE INFLUÊNCIA DAS VARIÁVEIS.....	78
8.2.1.	Posição Vertical dos Mancais A e E	79
8.2.2.	Posição Vertical do Mancal B	79
8.2.3.	Posição Vertical do Mancal C	80
8.2.4.	Posição Vertical do Mancal D	80
8.2.5.	Dimensões do cilindro AB	81
8.3.	DETERMINAÇÃO DAS DIMENSÕES DO MECANISMO	82
8.3.1.	Modelos de Mecanismo	83
8.4.	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS APLICADO ÀS GEOMETRIAS ESTABELECIDAS	84
8.4.1.	Propriedades dos materiais.....	85
8.4.2.	Base do Sistema - Condições de Contorno e Carregamentos	86
8.4.1.	Travessa superior – Detalhamento e condições de contorno	87
8.4.2.	Procedimento de análise com software ANSYS	90
8.5.	DIMENSIONAMENTO DO BRAÇO CD.....	91
9.	RESULTADOS E DISCUSSÃO	93

9.1.	CÁLCULOS DE GEOMETRIA DO SISTEMA INDIRETO	93
9.1.1.	Modelo 1.1.....	93
9.1.2.	Modelo 1.2.....	96
9.1.3.	Modelo 1.3.....	97
9.1.4.	Modelo 1.4.....	99
9.1.5.	Modelo 2.1.....	101
9.1.6.	Modelo 2.2.....	102
9.1.7.	Modelo 3.1.....	103
9.1.8.	Modelo 3.2.....	104
9.1.9.	Modelo 4.1.....	106
9.1.10.	Modelo 4.2.....	107
9.2.	DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES	109
9.2.1.	Base do Sistema - Simulações Realizadas com base no Projeto Atual	109
9.2.2.	Base do Sistema - Simulações Realizadas com Modelo 1.2	114
9.2.3.	Base do Sistema - Simulações Realizadas com Modelo 1.3	119
9.2.4.	Base do Sistema - Simulações Realizadas no Modelo 1.4	123
9.2.5.	Base do Sistema - Simulações Realizadas para o Modelo 3.1	125
9.2.6.	Travessa superior - Simulações Realizadas com Base no Projeto Atual.....	134
9.2.7.	Travessa superior - Simulações Realizadas para o Modelo 1.2	136
9.2.8.	Travessa superior - Simulações Realizadas para o Modelo 1.3	141
9.2.9.	Travessa superior - Simulações Realizadas para o Modelo 1.4	143
9.2.10.	Travessa superior - Simulações Realizadas para o Modelo 3.1	145
9.2.11.	Braço CD	149
10.	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	151
10.1.	CONCLUSÕES	151
10.2.	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	152
	REFERÊNCIAS	154
APÊNDICE A.	DESENVOLVIMENTO DA EQUAÇÃO DO MECANISMO.....	161
APÊNDICE B.	ALGORITMO.....	178
APÊNDICE C.	PROJETO ATUAL.....	184
ANEXO I.	FOLHA DE DADOS TÉCNICOS DO CAMINHÃO VW 24-280	186

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

O principal meio de transporte de cargas utilizado no Brasil é o sistema rodoviário. Dados do Ministério de Minas e Energia dão conta de que 52% de todo o volume de carga transportada no Brasil é feito através de rodovias, enquanto que apenas 30% é realizado por ferrovias e 13% por outros meios (SECRETARIA DE POLÍTICA NACIONAL DE TRANSPORTES, 2012). Ou seja, mais da metade de todo o transporte de cargas do Brasil é feito através de caminhões.

Existem três tipos básicos de utilização dos caminhões: um é o sistema em que o caminhão é usado como veículo trator para rebocar carretas, outro é quando o caminhão carrega a carga diretamente sobre o seu chassi como um veículo plataforma, o terceiro tipo é o uso misto das duas formas anteriores, quando o mesmo caminhão transporta carga em uma carroceria instalada diretamente em seu chassi e ao mesmo tempo faz o reboque de uma ou mais carretas.

A lei que determina os limites para o uso dos caminhões nas rodovias é o Código de Trânsito Brasileiro. Esta lei especifica quais são os tipos de configurações permitidas para o uso dos caminhões nas estradas. Com o objetivo de manter a segurança de todos os usuários das rodovias, o Código de Trânsito Brasileiro estabelece as medidas limites para caminhões e carretas, bem como quais são as combinações permitidas no uso destes equipamentos. A lei também estabelece os limites de peso sobre a via em que os veículos podem trafegar, com o objetivo de preservar a estrutura da estrada evitando a degradação prematura da mesma.

Dentre os diversos modelos de implementação para os caminhões está a caçamba basculante. Trata-se de um implemento veicular comercial bastante versátil, aplicado ao transporte de carga do tipo granular, dotado de uma caixa de carga articulada e um sistema hidráulico capaz de realizar o basculamento desta caixa, proporcionando o descarregamento

rápido da carga transportada. Este tipo de carroceria pode ser encontrado como reboque e semi-reboque ou ainda como plataforma instalada diretamente sobre o chassi de caminhões.

Um dos primeiros veículos de transporte de carga a apresentar o basculamento para realizar o descarregamento de carga a ser patenteado, foi criado por BUNNELL M. G. & FREDERICK C., cuja patente foi registrada em 1895. Tratava-se de uma carroça que tinha uma caixa de carga basculante com a capacidade de ser deslocada para trás e para frente para facilitar a operação de descarregamento através do basculamento. Outra invenção importante para o desenvolvimento das caçambas foi patenteada em 1895 por TEAPP E. A. Era um cilindro criado especialmente para realizar o basculamento de vagões de trem. Desde então, diversos modelos de veículos que apresentavam o basculamento como vantagem de descarregamento para produtos granulados foram sendo aprimorados e patenteados.

Segundo dados da empresa Nível Inspeções Veiculares (organismo de inspeção veicular acreditado pelo INMETRO da cidade de Uberlândia), existem em Uberlândia nove empresas que atuam no ramo de fabricação de carrocerias de caminhões. Dentre elas, cinco fabricam caçambas basculantes de instalação sobre chassi. Além das fábricas locais, Uberlândia também conta com uma linha de montagem de uma grande empresa fabricante de caçambas com sede no interior do estado de São Paulo. As peças são fabricadas em São Paulo e os produtos comercializados em Uberlândia e região são montados nesta linha instalada na cidade. Por isso, pode-se dizer que a fabricação de caçambas basculantes é uma atividade industrial de grande relevância em Uberlândia.

Existem três configurações de sistemas de basculamento acionados por cilindros hidráulicos que são comumente usados em caçambas basculantes do tipo plataforma: o cilindro telescópico frontal, o sistema direto e o sistema indireto de basculamento. Este último é dotado de um mecanismo de quatro barras que possibilita o alívio das forças envolvidas no basculamento. O sistema indireto é um mecanismo altamente flexível, pois pode apresentar um grande número de possibilidades de configurações diferentes, as quais atendem aos requisitos geométricos necessários para efetuar o basculamento. Se bem dimensionado, o sistema indireto pode ser usado para bascular caçambas aplicadas ao transporte de cargas maiores, podendo inclusive substituir o cilindro telescópico frontal geralmente mais caro do que um sistema indireto.

Atualmente, algumas empresas fabricantes de caçambas basculantes possuem projetos de sistema indireto que foram estabelecidos baseados apenas em experiências práticas e com o mínimo de cálculos envolvidos e por isso não se sabe a real capacidade destes projetos. Segundo SHIGLEY & UICKER (1980), tanto métodos gráficos como algébricos podem ser utilizados para calcular deslocamentos, velocidades e acelerações em projetos de mecanismos. Mas os projetos dos sistemas indiretos desenvolvidos por diversas

empresas são baseados exclusivamente no método gráfico. Assim, há a necessidade de estudar detalhadamente um destes modelos existentes e estabelecer um projeto melhorado, que seja dimensionado de acordo com a necessidade real do projeto. Isto pode ser feito através de métodos modernos e eficientes de cálculo de estruturas para estabelecer os reais limites de carga deste mecanismo, adequando a geometria a cada situação de uso deste equipamento.

Há muitas razões para se refazer o projeto de um produto. Primeiro, podem ser encontradas falhas de projeto, ou os clientes podem alterar os requisitos. Os projetos de produtos também podem ser refeitos para melhorar a qualidade, reduzir custos, aumentar a vida útil do produto, ou reduzir os impactos ambientais (CELIK *et al.* 2013).

No sistema indireto, pequenas variações no posicionamento dos mancais e no comprimento dos braços podem gerar grandes variações no ângulo de basculamento, bem como, variações nas forças que agem sobre a estrutura. Este trabalho acadêmico estabelece um modelo matemático para facilitar os cálculos envolvidos no projeto de um sistema indireto. O modelo é obtido através de um estudo minucioso da geometria do sistema e das forças envolvidas no basculamento. Com as equações obtidas neste estudo, é possível determinar a geometria completa de qualquer sistema indireto, permitindo ao projetista encontrar a melhor configuração do mecanismo, com base em alguns parâmetros de projeto pré-estabelecidos, substituindo os projetos concebidos por “tentativa e erro”. Com base no modelo matemático encontrado, foi criado um algoritmo computacional para fazer uma varredura completa no espaço de projeto e com isso encontrar a melhor geometria possível para o sistema através de uma análise combinatória. Pois uma configuração melhorada do sistema indireto de basculamento pode proporcionar o alívio de carga sobre o chassi de sustentação da caçamba. YANHONG e FENG (2011) afirmam que o chassi da caçamba tem o papel de distribuir a carga e aumentar a rigidez do chassi do caminhão e por isso o chassi da caçamba tem influência importante para a qualidade e vida útil do chassi do caminhão.

Com os resultados obtidos através deste algoritmo, foram propostas novas geometrias para o mecanismo, as quais foram submetidas a uma análise por Elementos Finitos para verificar a distribuição de tensão e os deslocamentos.

No entanto, para estabelecer as condições de projeto, é necessário encontrar as dimensões ideais das caçambas, com o objetivo de atender a distribuição de peso permitida pela autoridade de trânsito e transportar adequadamente diferentes tipos de carga. Por isso, este trabalho também apresenta um breve estudo sobre o cálculo de distribuição de peso sobre os eixos de caminhões plataforma, além de uma pesquisa sobre alguns dos diferentes modelos de caçambas existentes no mercado.

Este estudo é de interesse de uma empresa fabricante de caçambas basculantes, que ainda não tem um projeto próprio de um sistema indireto de basculamento aplicado às caçambas médias (capacidade de carga líquida acima de 15 ton). Esta empresa também tem interesse em substituir o uso dos cilindros telescópicos frontais tradicionalmente usados em caçambas sobre chassi de maior porte pelo sistema indireto e com isso trazer uma nova solução tecnológica para o mercado de caçambas basculantes. Também é de interesse desta empresa, encontrar uma solução adequada para ser aplicada em caminhões dotados de quatro eixos que possuem maior capacidade de carga. Além disso, não foi encontrada nenhuma referência sobre este assunto em trabalhos acadêmicos, assim, pretende-se contribuir academicamente, trazendo informações sobre este importante ramo da atividade industrial da cidade de Uberlândia.

Após a realização da revisão bibliográfica sobre o tema exposto e o estabelecimento de um método de dimensionamento do sistema indireto, foram definidos modelos de mecanismos aplicados em algumas configurações de caçambas existentes no mercado. Encontrou-se uma solução na qual os esforços sobre a estrutura da caçamba e sobre o sistema hidráulico são 35% menores do que no modelo usado atualmente. Tendo sido obtidos os modelos geométricos, foram escolhidas duas configurações nas quais os componentes foram dimensionados pelo método dos elementos finitos.

A metodologia desenvolvida foi aplicada em modelos específicos, mas mudando o espaço de projeto e os modelos, esta metodologia pode ser adaptada para dimensionar diversos sistemas.

CAPÍTULO II

SISTEMAS DE ACIONAMENTO DE CAÇAMBAS BASCULANTES

O sistema de basculamento de caçambas é realizado de três maneiras: cilindro telescópico frontal, sistema direto e sistema indireto de basculamento, estes dois últimos com cilindros hidráulicos de hastes simples, aplicados na parte inferior da caixa de carga da caçamba.

O sistema que utiliza o cilindro frontal mostrado na Figura 2.1, é equipado por um cilindro hidráulico composto por várias hastes de diâmetros diferentes, colocados um dentro do outro, que funcionam como um telescópio, no qual cada cilindro sai de dentro do cilindro anterior de maior diâmetro. Com este tipo de cilindro, é possível obter um atuador hidráulico de dimensões iniciais menores, mas com significativo aumento de comprimento no curso do pistão e por isso pode ser instalado na frente da caixa de carga. Isto possibilita o aumento do momento exercido pelo cilindro devido à maior distância até a articulação responsável pelo basculamento da caçamba. No entanto, este sistema apresenta um custo financeiro maior que os demais, pois o cilindro telescópico é um equipamento mais complexo e requer um reservatório de óleo maior equipado com válvula de controle. Além disso, o cilindro é dotado de vários componentes, conforme pode ser visto na Figura 2.2, e isto torna sua fabricação mais onerosa. Pesquisas de mercado mostram que o custo deste sistema pode ser até duas vezes e meia maior do que o sistema composto por cilindros de hastes simples. Assim, este mecanismo é mais indicado para o uso em caçambas basculantes de maior volume ou de maior comprimento.



Figura 2.1 - Sistema de acionamento por Cilindro Frontal (Fonte: Aguiar Implementos Rodoviários Ltda.)



Figura 2.2 - Cilindro Telescópico com sistema hidráulico (Fonte: www.hyva.com/br)

O cilindro telescópico é muito usado em caçambas conhecidas como “Meia Cana” (Figura 2.3), projetadas para aplicações mais severas. Este modelo é comumente instalado em caminhões fora de estrada, com PBT (peso bruto total) acima de 31 toneladas, geralmente utilizados por mineradoras.



Figura 2.3 - Caçamba meia cana acionada por cilindro frontal (Fonte: www.pastre.com.br)

Já o Sistema Direto de Basculamento (S.D.) é composto por um ou dois cilindros simples de hastes curtas, ligados diretamente aos chassis inferior e superior da caçamba, conforme pode ser visualizado na Figura 2.4. Este sistema deve ser usado em caçambas menores, ou para aplicações mais leves, pois o mancal de fixação do cilindro ao chassi superior fica muito próximo da articulação de giro do chassi da caçamba. Isto faz com que a distância entre a linha de ação da força do pistão hidráulico e a articulação de giro da caçamba seja menor, provocando maiores esforços sobre a estrutura. Por isso, este sistema é aplicado em caçambas de porte menor e em caçambas para o transporte de produtos de baixa densidade.

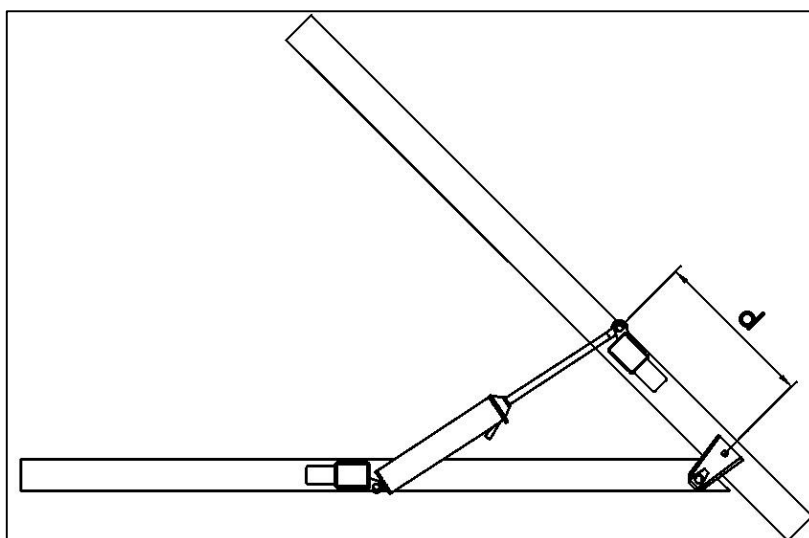


Figura 2.4 - Sistema Direto de Basculamento

O Sistema Indireto de Basculamento é constituído por um ou dois cilindros simples ligados aos chassis inferior e superior da caçamba indiretamente, através de um mecanismo composto por uma alavanca e braços, conforme mostra a Figura 2.5.

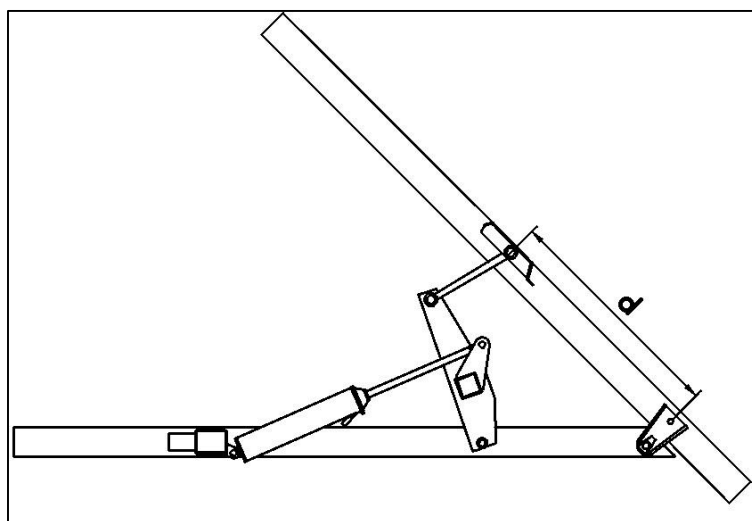


Figura 2.5 - Sistema Indireto de Basculamento

O sistema indireto de basculamento permite que se obtenha um momento maior da força de basculamento, sem que haja aumento da força exercida pelo cilindro hidráulico, ou ainda, se o momento necessário para exercer o basculamento permanecer o mesmo, com o sistema indireto a força exercida pelo cilindro hidráulico será menor. Isto acontece porque, no Sistema Indireto, a distância da linha de ação da força do pistão hidráulico até a articulação entre os chassis é maior. Por isso, a mesma estrutura de chassi tem sua capacidade de carga aumentada quando o sistema indireto é usado. No entanto, a complexidade e custo de fabricação, além do peso final do equipamento, aumentam quando comparados ao sistema direto. Porém, há um ganho considerável no custo/benefício final, podendo ser uma alternativa mais viável ao sistema de acionamento composto pelo cilindro telescópico.

Os componentes do Sistema Indireto de Basculamento são os descritos a seguir e ilustrados na Figura 2.6:

- Chassi inferior;
- Chassi superior;
- Articulação dos chassis.
- Cilindros hidráulicos de simples ação;
- Base do sistema indireto;
- Braços do sistema indireto;
- Eixo do sistema indireto.

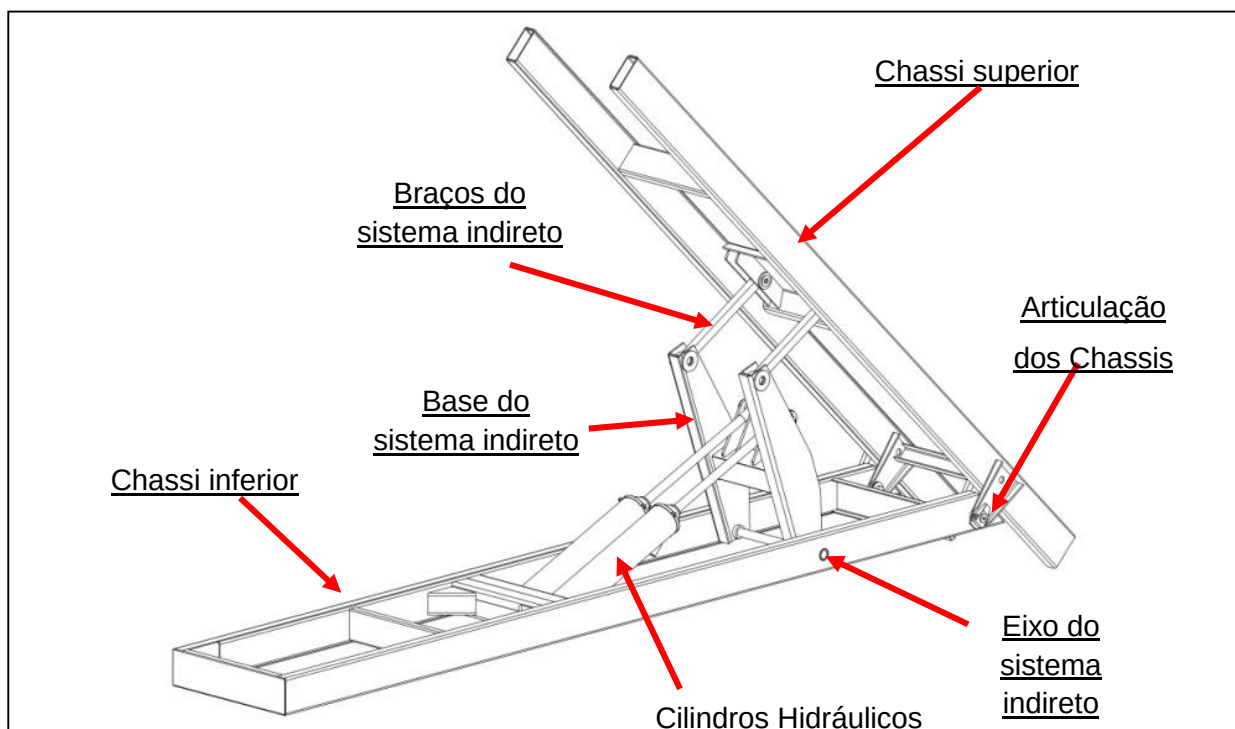


Figura 2.6 – Componentes do Sistema Indireto

A Figura 2.7 apresenta uma foto de um sistema indireto instalado sobre um caminhão de três eixos (à esquerda) e o detalhe ampliado do mecanismo (à direita).



Figura 2.7 - Equipamento instalado sobre o veículo (Fonte: Mil Implementos Rodoviários Ltda.)

2.1. MODELOS DE SISTEMAS INDIRETOS PATENTEADOS

Como dito anteriormente, as patentes de veículo de transporte dotados de caçambas basculantes são anteriores ao ano de 1900. Estes equipamentos foram concebidos inicialmente para veículos de tração animal e trens. Já a partir do ano de 1918 começaram a surgir patentes de mecanismos intermediários para realizar o basculamento de implementos cujo acionamento era realizado por cilindros hidráulicos. Estes mecanismos intermediários podem ser comparados ao mecanismo que hoje chamamos de Sistema Indireto de Basculamento.

LONGENECKER (1918) patenteou um mecanismo auxiliar para o acionamento de uma caçamba basculante (Figura 2.8). Este mecanismo apresentava um funcionamento semelhante ao do sistema indireto conforme foi demonstrado neste capítulo e tinha por objetivo fazer a caçamba bascular um ângulo maior com o mesmo cilindro hidráulico de acionamento sem aumentar a pressão do sistema hidráulico.

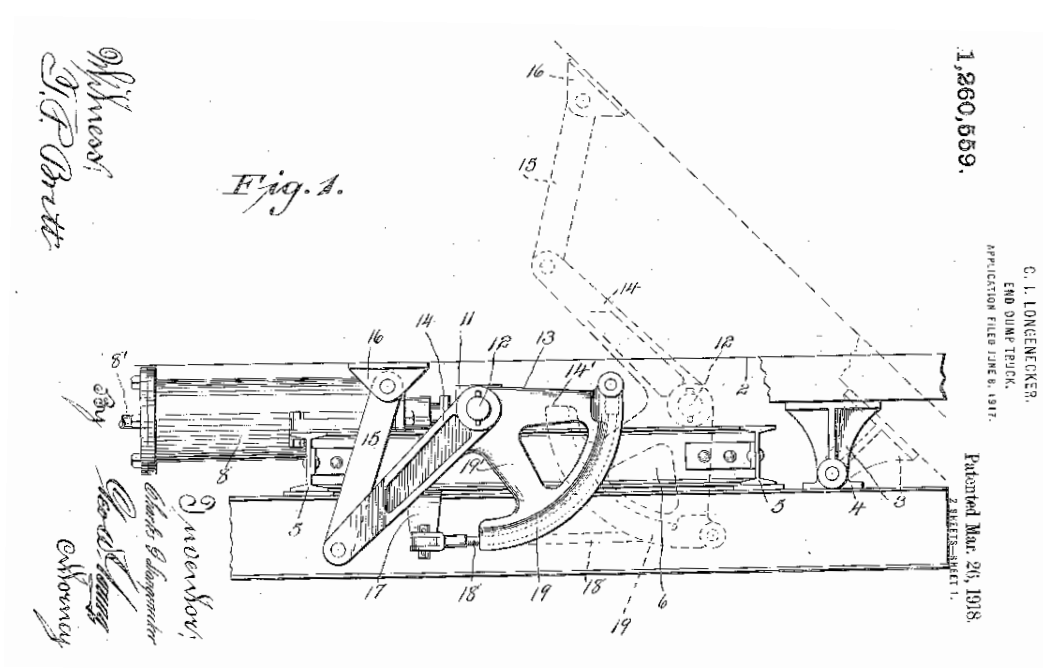


Figura 2.8 – Sistema de acionamento indireto para caminhão basculante patenteado em 1918 (LONGENECKER (1918)).

Outro registro de patente de um aparato de acionamento indireto para uma caçamba basculante, semelhante ao sistema indireto, foi proposto em 1918 por WALLACE, S.T. O seu dispositivo pode ser visualizado na Figura 2.9.

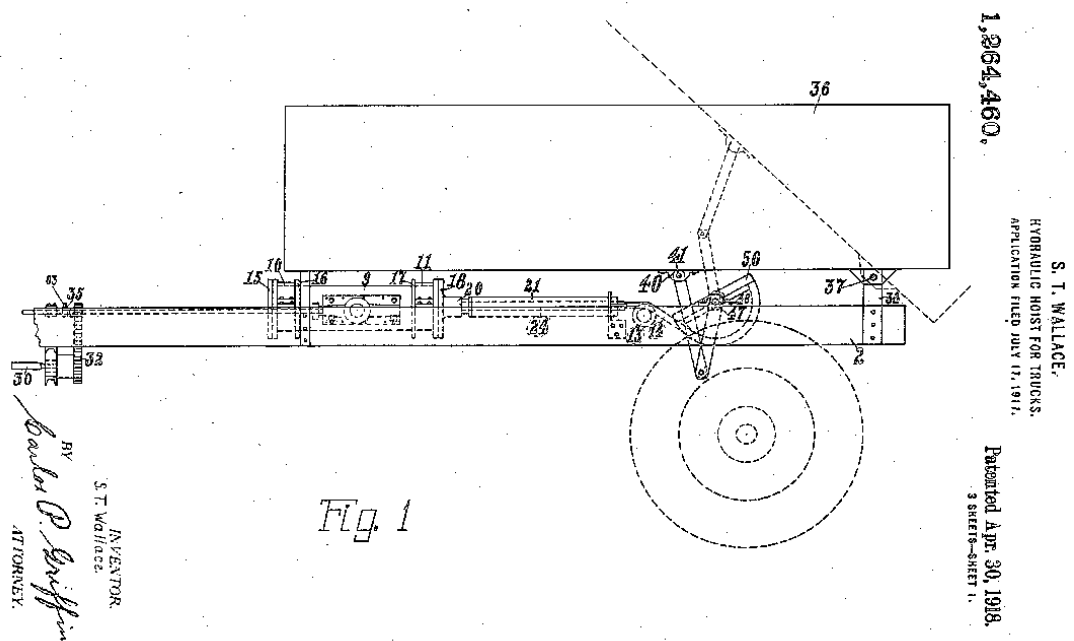


Figura 2.9 – Sistema de acionamento indireto para caminhão basculante patenteado em 1918 (WALLACE S.T. (1918))

SMIGHT, F. B. obteve em 1921 o registro de patente de outro mecanismo capaz de acionar uma caçamba através de uma ação indireta, com o objetivo de aliviar esforços sobre a caçamba. Este mecanismo está representado na Figura 2.10.

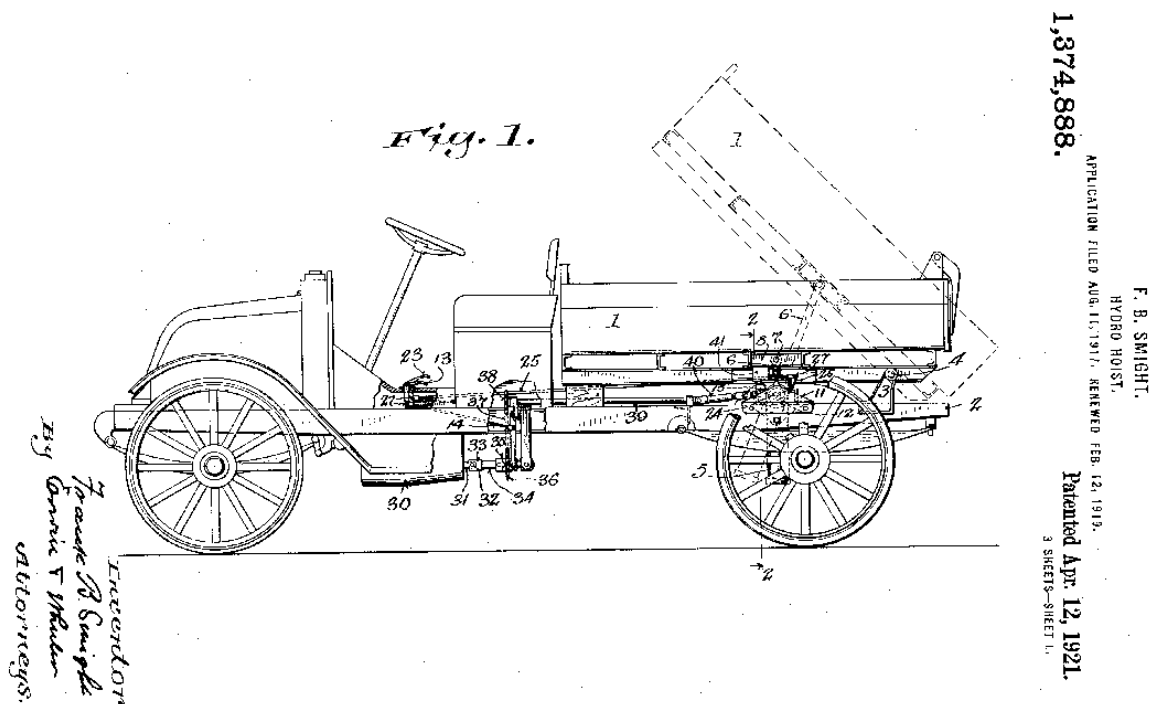


Figura 2.10 – Sistema de acionamento indireto para caminhão basculante patenteado em 1921 (SMIGHT, F. B. (1921))

Outro inventor, HANSEN, A. E., patenteou em 1923 um mecanismo de acionamento indireto em que a ligação com o chassi superior se dava através de um rolete em detrimento de um mancal fixo. Este aparato pode ser visualizado na Figura 2.11.

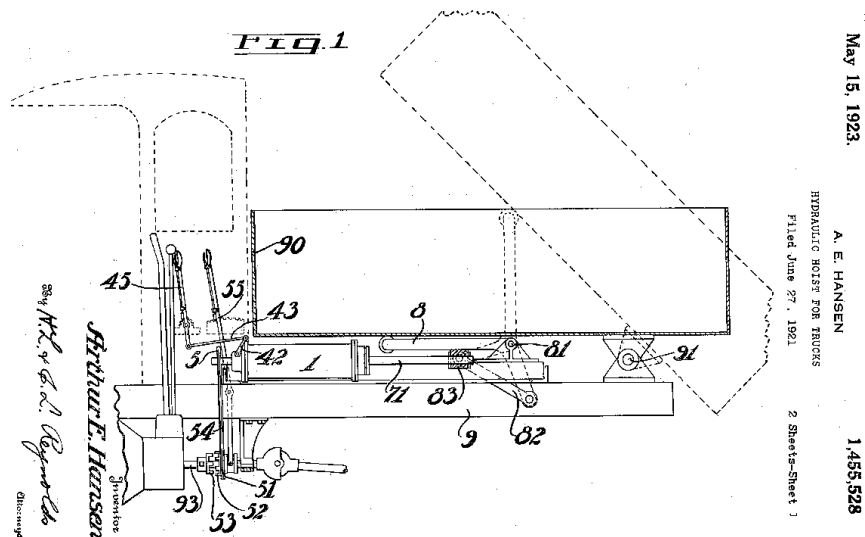


Figura 2.11 – Sistema de acionamento indireto para caminhão basculante com ligação por rolete patenteado em 1923 (HANSEN, A. E. (1923)).

Em 1924, WOOD, L. T. patenteou um mecanismo de acionamento constituído por um rolete fixado à extremidade do cilindro e este rolete empurrava a caçamba para cima através de uma estrutura intermediária que pode ser visualizada na Figura 2.12.

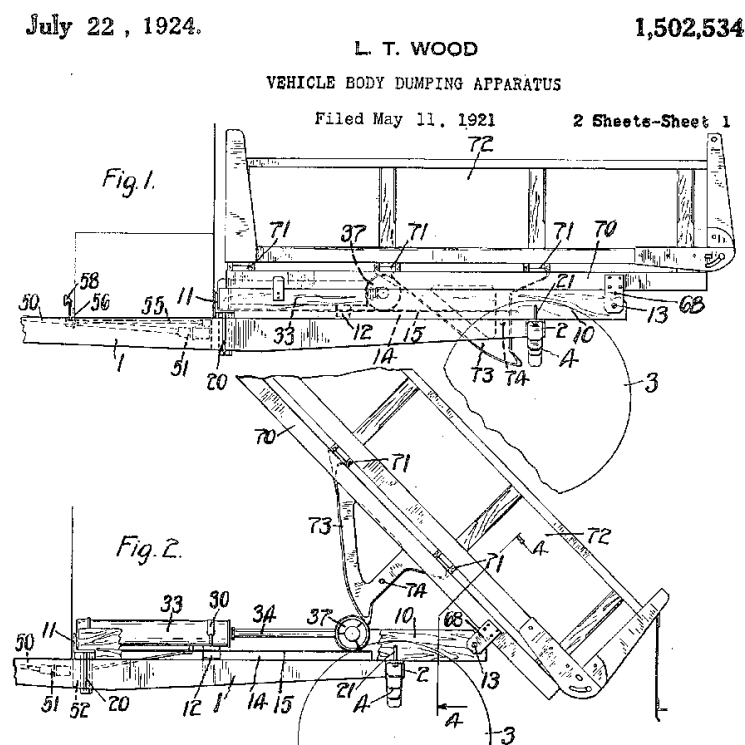


Figura 2.12 – Sistema de acionamento indireto para caminhão basculante com rolete na extremidade do cilindro patenteado em 1924 (WOOD, L. T. (1924)).

Já em 1929, BARRETT, E. R. se baseou no mecanismo apresentado por WOOD (1924) e obteve uma patente para o mecanismo mostrado na Figura 2.13. BARRETT afirmou que seu invento foi proposto para diminuir o peso do mecanismo de basculamento apresentado por WOOD eliminando peças até então consideradas necessárias, mas que sua remoção não trazia prejuízos ao funcionamento e à resistência do aparelho. Pode-se observar na Figura 2.13 que se trata de mais um mecanismo de basculamento de acionamento indireto, porém por deslizamento de rolete ao invés de mancais fixos.

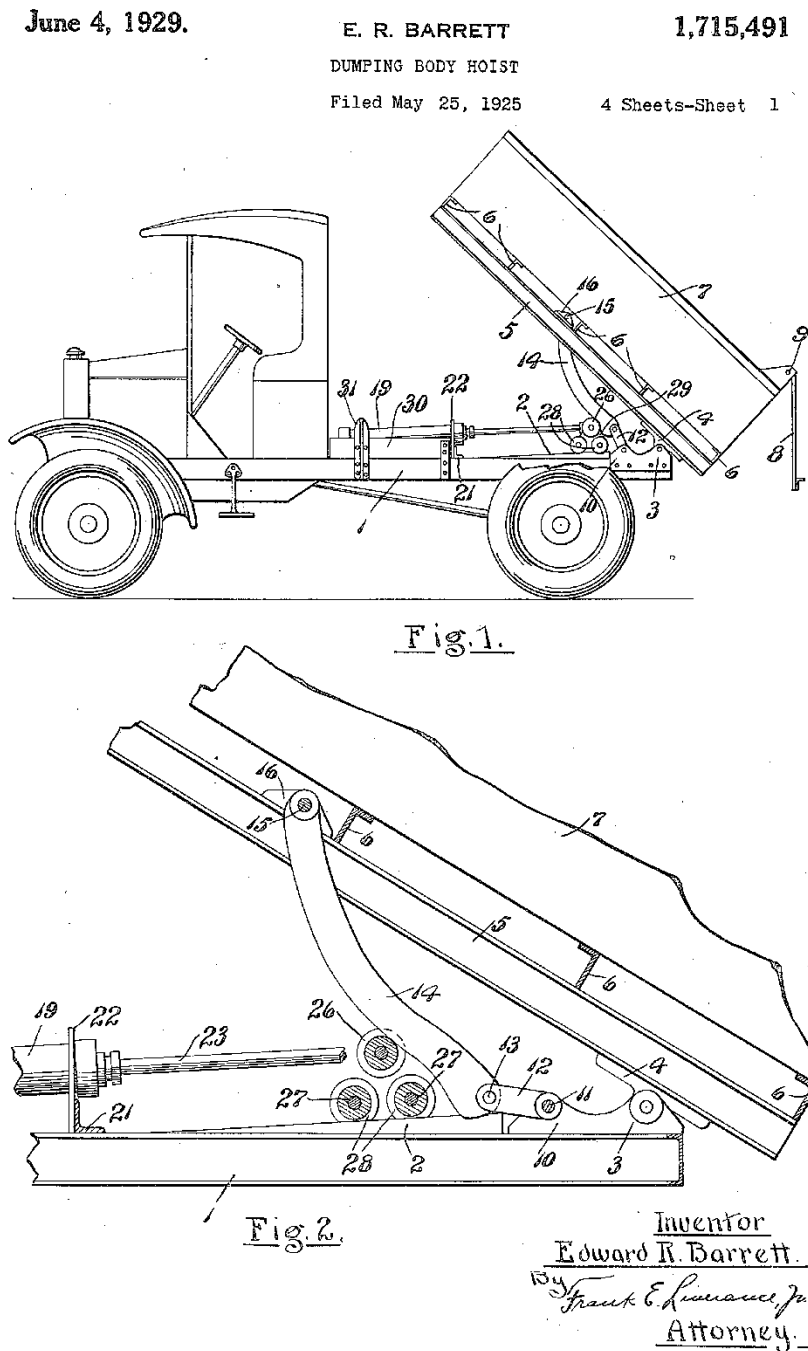


Figura 2.13 – Sistema de acionamento indireto para caminhão basculante patenteado em 1929 (BARRETT, E. R. (1929)).

Ainda em 1929, BARRETT, E. R. obteve mais uma patente registrada de outro mecanismo de acionamento indireto. Neste segundo mecanismo, BARRETT criou um sistema semelhante a uma engrenagem que impedia deslocamentos indesejáveis do mecanismo, tornando-o mais robusto. A Figura 2.14 apresenta uma vista lateral deste mecanismo.

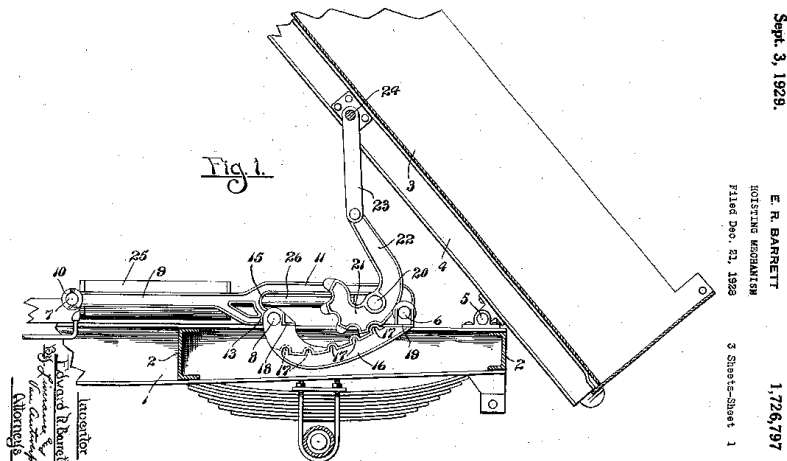


Figura 2.14– Sistema de acionamento indireto para caminhão basculante com variação do ângulo final de basculamento patenteado em 1929 (BARRETT, E. R. (1929)).

JUNGENSEN T. G. (1933) propôs um melhoramento do mecanismo de LONGENECKER (1918) com o objetivo de aliviar a pressão sobre o sistema hidráulico, através de um aparato que trazia mais “vantagem mecânica” através de braços e alavancas melhores dimensionados para o acionamento de uma caçamba basculante (Figura 2.15). Este sistema também pode ser considerado um sistema indireto rudimentar.

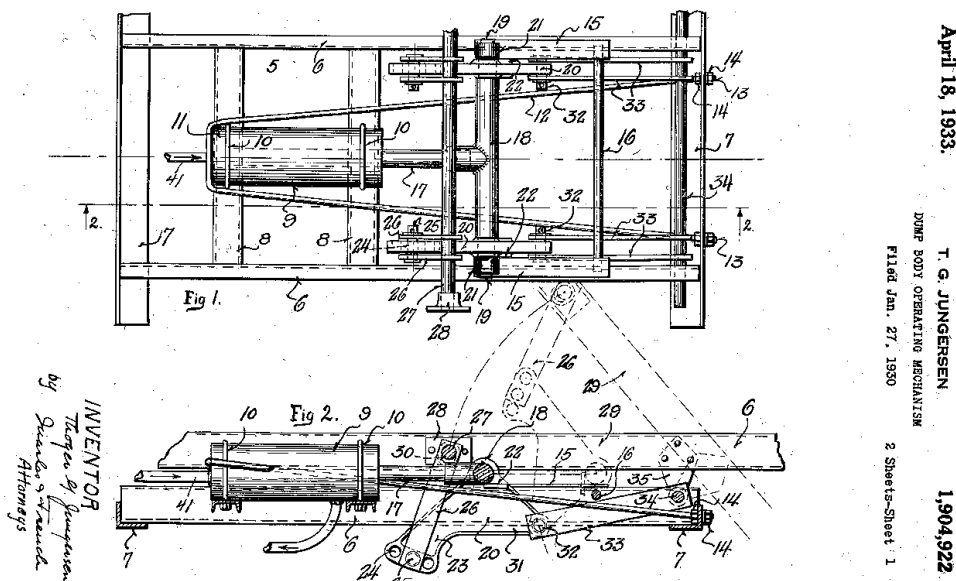


Figura 2.15 – Sistema de acionamento indireto para caminhão basculante patenteado em 1933 (JUNGENSEN, T. G. (1933))

A patente concedida a DAY, H. O. em 1938 foi a patente mais antiga a demonstrar um mecanismo de basculamento indireto semelhante ao sistema indireto que está sendo pesquisado neste trabalho. Conforme é visto na Figura 2.16, este mecanismo apresenta os mesmos componentes principais do sistema indireto atual. A diferença primordial entre os mecanismos é o posicionamento da articulação da base do sistema indireto (item 12) se encontra abaixo da longarina do chassi inferior, enquanto que no sistema atual, esta articulação é colocada no centro da referida longarina.

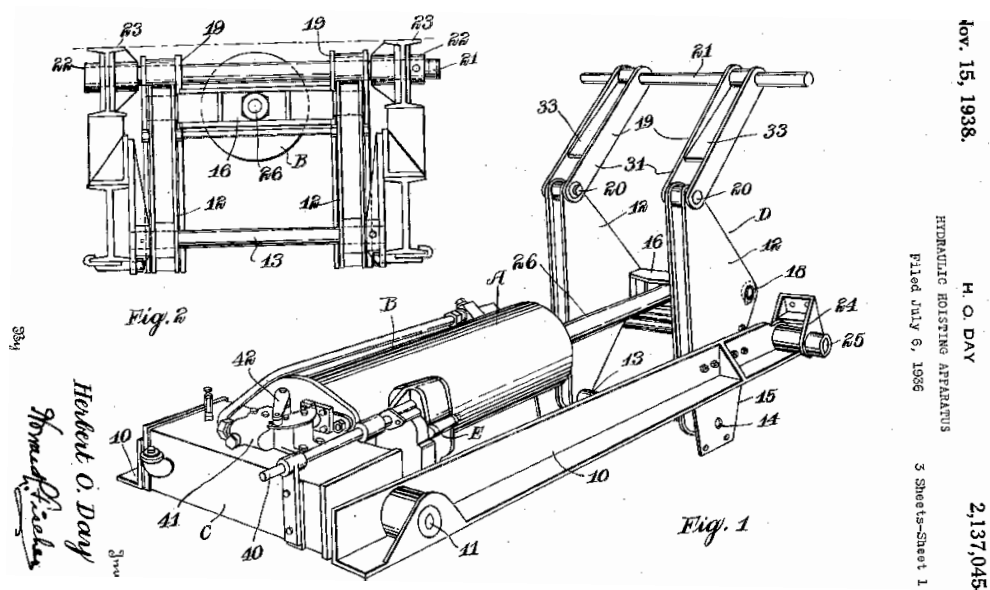


Figura 2.16 – Sistema de acionamento indireto para caminhão basculante semelhante ao modelo atual patenteado em 1938 – vista em perspectiva (DAY, H. O. (1938)).

Na Figura 2.17 observa-se em detalhe o funcionamento do mecanismo. O pistão (26) desloca para girar a base do sistema indireto (12), que por sua vez desloca o braço (33) para realizar o basculamento do chassi superior articulado no mancal de giro (24 e 25).

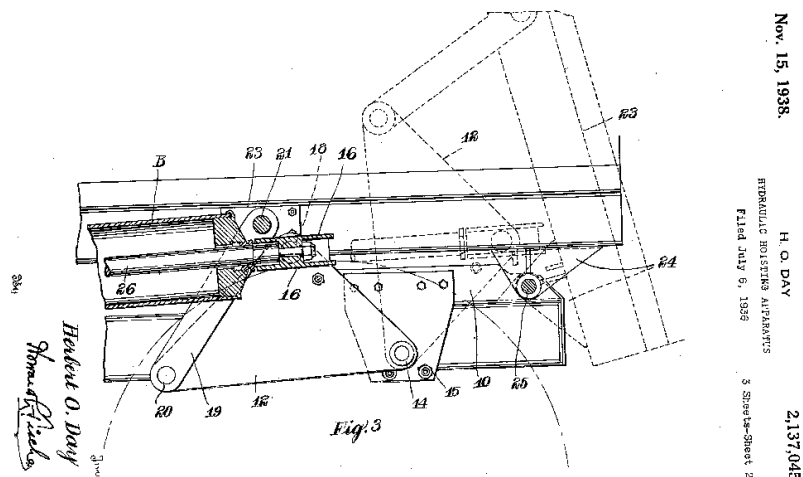


Figura 2.17 – Funcionamento do patenteado em 1938 (DAY, H. O. (1938)).

O Sr. HUTCHINSON A. D. L., incrementou o sistema criado por DAY (1938) e em 1952 HUTCHINSON conseguiu patentear o seu equipamento, o qual é demonstrado na Figura 2.18. Observa-se novamente o mesmo princípio utilizado no modelo atual. Esta invenção apresenta um cabo elástico (item 47) que é empregado para dar impulso ao basculamento e assim carga inicial sobre o cilindro hidráulico é aliviada. Diferentemente de DAY, o mecanismo criado por HUTCHINSON coloca a articulação de giro (30) da base do sistema indireto na mesma altura da longarina do chassi inferior da caçamba, demonstrando um posicionamento semelhante ao modelo atual.

Jan. 8, 1952

A. D. L. HUTCHINSON

2,581,662

DUMP TRUCK

Filed March 7, 1947

3 Sheets-Sheet 3

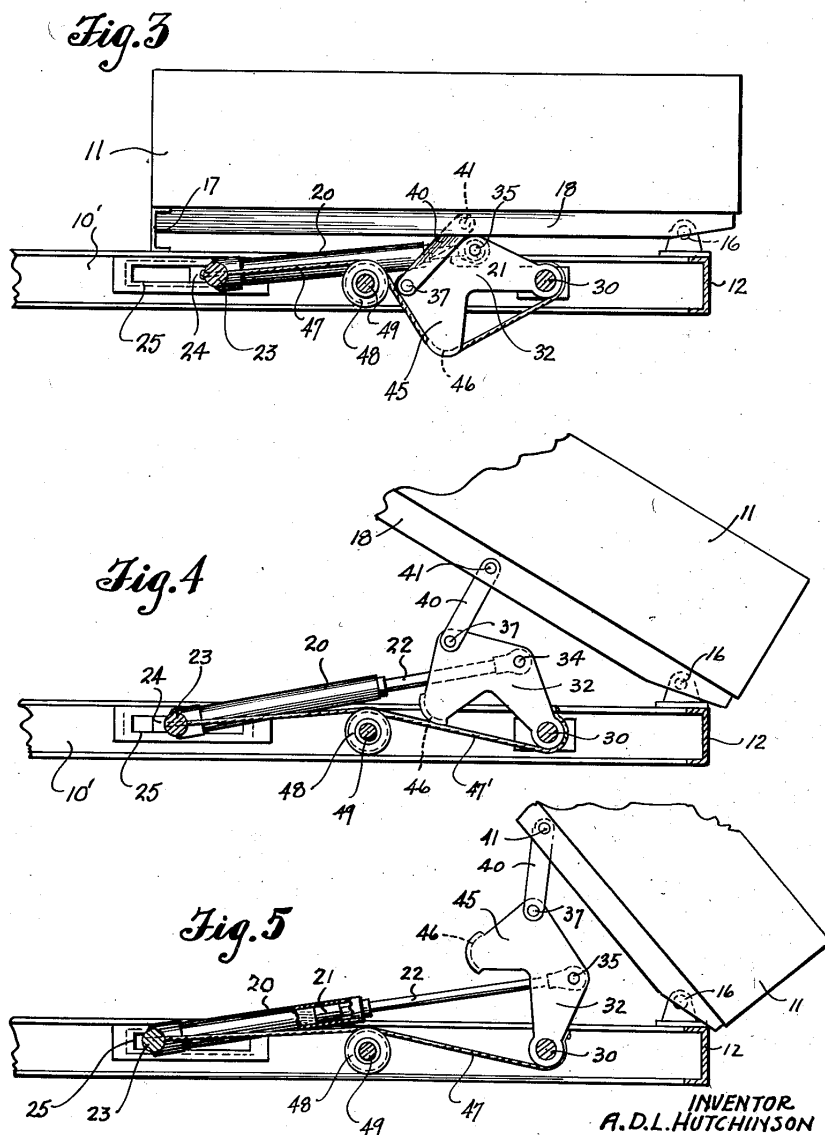


Figura 2.18 – Mecanismo de basculamento indireto patenteado em 1952 (HUTCHINSON A. D. L. (1952)).

Em 1953, BEST, R.C. obteve uma patente para o sistema indireto mostrado na Figura 2.19. Nesta configuração, BEST procurou reduzir os custos de fabricação deste mecanismo simplificando a geometria dos seus componentes. Neste invento, o posicionamento das articulações é substancialmente o mesmo do mecanismo atual.

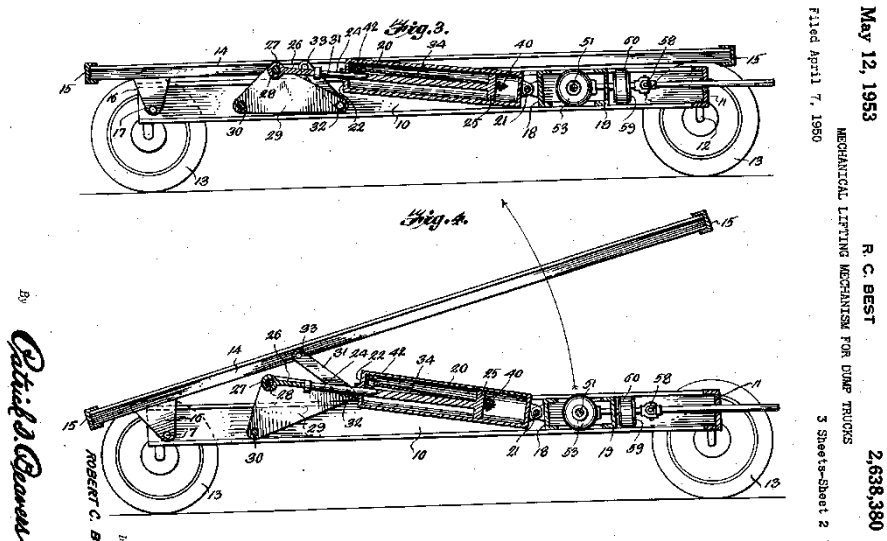


Figura 2.19 – Mecanismo de basculamento indireto patenteado em 1953 (BEST, R.C (1953)).

Outros sistemas semelhantes ao modelo estudado foram patenteados, no entanto não foram encontradas referências a nenhum método de cálculo ou de dimensionamento geométrico destes equipamentos. As demais patentes pesquisadas não puderam acrescentar informações relevantes ao que já foi exposto até aqui.

CAPÍTULO III

DISTRIBUIÇÃO DE CARGA E DETERMINAÇÃO DAS DIMENSÕES DA CAÇAMBA

Para projetar uma carroceria de caminhão é fundamental atentar para a distribuição de carga sobre os eixos do veículo, pois a legislação de trânsito estabelece o peso máximo por eixo para o tráfego sobre as vias públicas. Para poder atender às exigências da lei, é necessário estabelecer a distância entre os eixos do caminhão, bem como o balanço traseiro do veículo, em função do comprimento da carroceria, que por sua vez é determinado em função do material que se deseja transportar e da capacidade do caminhão. Esta relação irá definir a distribuição do peso do veículo carregado sobre os eixos. A Scânia (2010) afirma que é importante ser capaz de transportar o máximo de carga útil sem exceder o peso máximo permitido sobre os eixos, levando-se em conta os requisitos legais e as limitações técnicas. A Volvo (2013) afirma que os implementos devem ser construídos observando as características de capacidade de carga e dimensões adequadas às especificações de cada modelo de veículo, para satisfazer as necessidades dos clientes, atender as legislações e garantir o bom desempenho e longevidade dos veículos.

Os limites de pesos estabelecidos pelo Departamento Nacional de Trânsito (DENATRAN) são definidos para veículos em ordem de marcha. A resolução 316 do CONTRAN (2009) estabelece: “[...] massa em ordem de marcha, é definida como sendo a massa do veículo com carroceria (incluídos líquidos, ferramentas e estepe, se instalados, o motorista e um membro da tripulação se o veículo dispõe de assento para tal)[...]”

Desta forma, as cargas sobre os eixos podem ser consideradas como sendo de origem estática, já que a determinação do peso é feita para um veículo estacionado. Por isso, o cálculo da distribuição de peso sobre os eixos do caminhão é realizado através de uma análise estática.

Outra consideração importante a ser feita é qual modelo de carroceria é mais adequado para determinada operação de transporte. Para determinar o modelo e as dimensões de uma carroceria de caminhão, diversas condições são consideradas. Dentre estas condições, a primeira análise a ser feita é o tipo de carga a ser transportada, juntamente com o seu procedimento de carregamento e descarregamento. Também é necessário observar qual é o tipo de trajeto pelo qual se deseja fazer o transporte da carga: trajeto de curta, média ou longa distância; se a estrada é pavimentada ou não. Além disso, é importante conhecer o volume médio da carga transportada. Conhecendo o tipo de carga, o modelo de carroceria, o trajeto e o volume médio da carga, determina-se o modelo de caminhão mais indicado para tal aplicação.

Dentre os diversos modelos de carrocerias, encontram-se vários modelos de caçambas basculantes. A opção por caçambas basculantes está relacionada principalmente ao procedimento de carga e descarga. A caçamba basculante é o modelo de carroceria mais indicado quando a carga é granular associada à necessidade de descarregamento rápido. Em se tratando de cargas elevadas, na ordem de 30 toneladas, transportadas a grandes distâncias, utiliza-se carretas (reboques e semi-reboques) equipadas com caçambas acionadas por cilindro frontal. Mas, se o objetivo for transportar cargas menores (até 22 toneladas), em trajetos de curtas distâncias, as caçambas podem ser aplicadas diretamente sobre o chassi dos caminhões, cujo modelo é conhecido como Caminhão Plataforma.

3.1. MODELOS DE CAMINHÕES PLATAFORMA

Os modelos de caminhões plataforma podem ser classificados de acordo com o número de eixos que eles possuem. Os modelos que possuem apenas dois eixos são conhecidos popularmente como “Caminhões Toco”. Os caminhões que possuem três eixos, sendo um eixo dianteiro direcional e dois eixos traseiros, são chamados de “Caminhões Truck”. O modelo que possui quatro eixos, sendo dois eixos dianteiros direcionais e dois eixos traseiros são conhecidos como “Caminhões Bi-truks”. Com o surgimento dos caminhões Bi-trucks, criou-se uma alternativa intermediária entre os caminhões plataforma, de dois e três eixos, e os cavalos mecânicos que fazem o reboque de carretas. No entanto, o modelo de caçamba usado neste tipo de veículo tem sido um modelo acionado por cilindro frontal.

A portaria do DENATRAN (Departamento Nacional de Trânsito) 63/2009, baseada nas resoluções do CONTRAN (Conselho Nacional de Trânsito) 210/2006 e 211/2006, regulamenta as composições homologadas para o transporte de carga.

Para caminhões de dois eixos, Figura 3.1, o peso permitido é de seis toneladas no eixo dianteiro e de dez toneladas no eixo traseiro, se este for de rodado duplo (eixo dotado de dois pneus em cada extremidade) conforme ilustrado na Figura 3.2, totalizando 16 toneladas.

Em caminhões dotados de três eixos como o mostrado na Figura 3.3 e na Figura 3.4, a portaria do DENATRAN permite cargas de seis toneladas sobre o eixo dianteiro e 17 toneladas sobre os dois eixos traseiros, ou seja, um peso bruto total de 23 toneladas.

Os caminhões toco e os caminhões trucks são modelos muito usados com caçambas basculantes, pois já eram permitidas por resoluções anteriores a 210/2006.

Os veículos compostos por quatro eixos possuem dois eixos dianteiros direcionais, além dos dois eixos traseiros fixos, como é ilustrado na Figura 3.5 e na Figura 3.6. Segundo o DENATRAN (2009) estes veículos, podem trafegar com até 29 toneladas, pois o segundo eixo direcional (como é chamado) acrescenta seis toneladas à capacidade de carga final do veículo.



Figura 3.1 – Exemplo de caminhão dois eixos (Fonte: http://www.manla.com/images/stories/produtos/caminhao/ficha_tecnica/pdf/2812/08_Constellation_15_190_fev_2013.pdf)



Figura 3.2 - Composição de 2 eixos (Fonte: anexo portaria 63/2009 DENATRAN)



Figura 3.3 - Exemplo de caminhão três eixos (Fonte: http://www.man-la.com/images/stories/produtos/caminhao/ficha_tecnica/pdf/2821/08_Constellation_24_280_fev_2013.pdf)

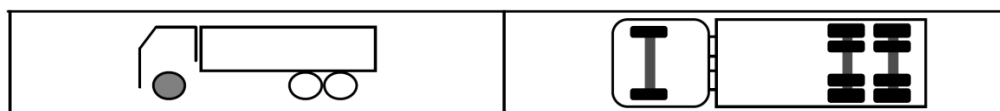


Figura 3.4 - Composição de 3 eixos (Fonte: anexo portaria 63/2009 DENATRAN)



Figura 3.5 – Exemplo de caminhão com quarto eixo direcional instalado (Fonte: Aguiar Implementos Rodoviários)

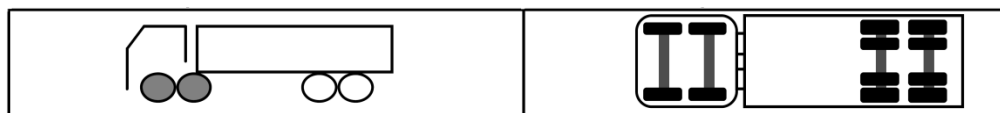


Figura 3.6 - Composição de 4 eixos (Fonte: anexo portaria 63/2009 DENATRAN)

Tradicionalmente, as caçambas basculantes são instaladas sobre caminhões dotados de dois ou três eixos. Mas com o aumento da fiscalização do peso destes veículos nas estradas, os usuários destes equipamentos têm optado pelos caminhões Bi-trucks.

Recentemente, diversas empresas têm oferecido o serviço de transformação de caminhões de três eixos para quatro eixos, inserindo um segundo eixo direcional entre o primeiro e o segundo eixos originais do veículo. Considerando o aumento do número de empresas capacitadas para realizar este tipo de transformação, o custo desta operação diminuiu. Por isso, os proprietários de veículos comerciais têm optado por esta composição. Com esta configuração é possível transportar mais carga com o mesmo veículo, sem exceder a capacidade máxima de carga por eixo permitida pela autoridade de trânsito.

Com o aumento na capacidade de carga do veículo, surgiu a necessidade de projetos de caçambas basculantes que se adequassem a esta composição. Como o segundo eixo direcional permite o acréscimo de seis toneladas na parte dianteira dos caminhões, as carrocerias devem ter o comprimento da caixa de carga aumentado, sem que haja aumento no balanço traseiro do veículo, pois a carga permitida sobre os eixos traseiros permanece em dezessete toneladas. Por isso o centro de gravidade da carga deve ser deslocado para frente do caminhão, o que acaba gerando maiores esforços sobre o sistema de basculamento devido ao aumento do momento exercido sobre a estrutura. Isto ocorre porque o centro de gravidade da carga se afasta da articulação traseira da caçamba, conforme mostra a Figura 3.7.

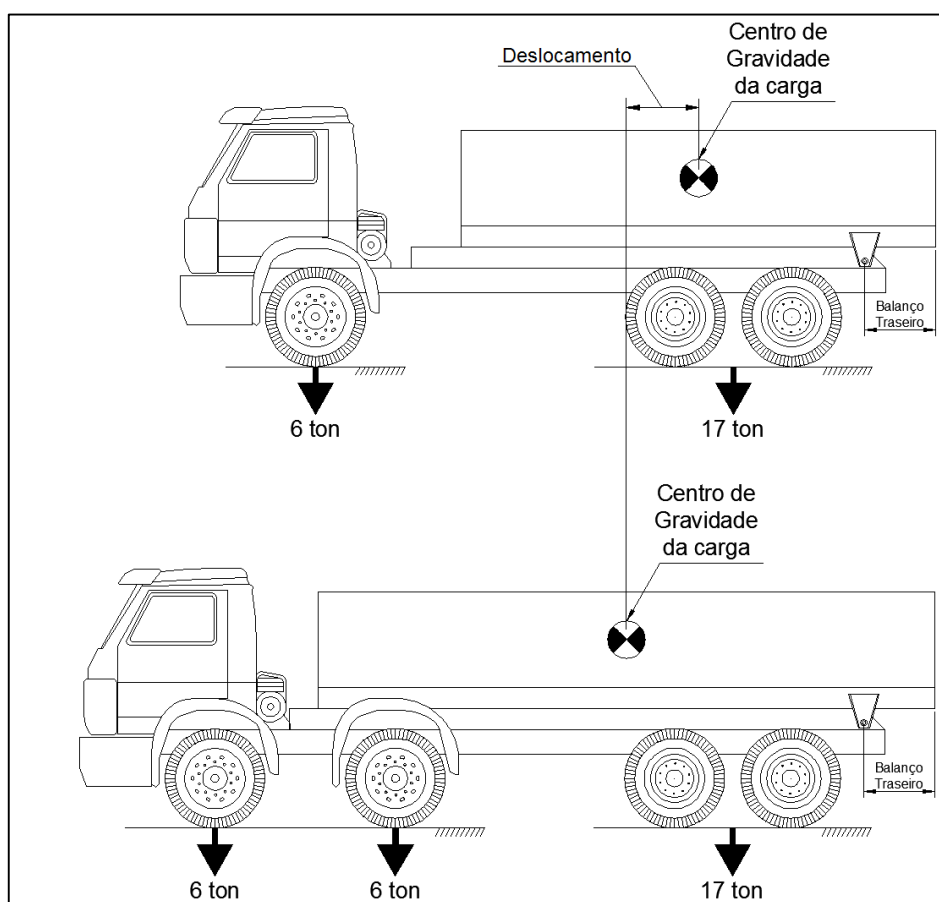


Figura 3.7 - Comparação entre as composições de três eixos e quatro eixos

3.2. MODELOS DE CAÇAMBAS BASCULANTES SOBRE CHASSI

No mercado de implementos para caminhões plataforma existem diversos modelos de caçambas basculantes destinados às mais variadas aplicações, sendo cada modelo de caçamba adequado ao tipo de material a ser transportado. O projeto de uma caçamba basculante deve considerar a granulometria do material, a densidade, a abrasividade, o potencial corrosivo e a aderência deste material à caixa de carga. Deve-se levar em conta também a operação de carregamento e se a caçamba deve apresentar algum método de descarregamento alternativo. Dentre os diversos modelos existentes, pode-se destacar: o modelo Areia e Brita, o modelo Graneleira e o modelo Cavaqueira¹.

3.2.1. *Basculante Areia e Brita*

Trata-se de uma caçamba destinada ao transporte de areia, pedra britada, resíduos de construção civil, minério, calcário, açúcar, fertilizantes, cal e outros produtos a granel com média e alta abrasividade. A caixa de carga possui cantos arredondados com tampa traseira basculante de abertura automática. Com tábua de madeira adicional sobre as laterais da caçamba para acréscimo de volume (fominha), ela é fabricada em chapa de aço 4,25mm de espessura e com colunas laterais arredondadas. O Chassi é duplo (um inferior: base fixa ao caminhão; um superior: base de apoio da caixa de carga), fabricado com longarinas em aço de 6,30 mm de espessura de duplo “U” formando o perfil caixão em toda a sua extensão e reforçado por travessas (chassi tipo escada). Os mancais da articulação de giro são de deslizamento, independentes (um em cada lado) e de 50mm de diâmetro¹. A Figura 3.8 apresenta uma caçamba do modelo Areia e Brita.

Devido à grande diversidade de produtos, a Basculante Areia e Brita pode ter o volume calculado com base no material menos denso, a fim de atender todas as necessidades de uso do produto. Em caso de transporte de materiais mais densos, deve-se alertar ao usuário que não se pode ultrapassar a carga útil máxima que o equipamento pode transportar, para evitar danos estruturais causados por excesso de peso.

Os caminhões equipados com caçambas areia e brita, costumam apresentar distâncias entre-eixos mais curtas e isto dificulta a fixação do pneu de estepe diretamente no chassi do veículo. Por isso, caminhões equipados com este implemento transportam o pneu de estepe fixado à parte frontal da caçamba, conforme mostra a Figura 3.9. Além disso, um dos opcionais deste modelo é uma caixa de ferramentas fixada na parte frontal do chassi

¹ Dados obtidos com a empresa Aguiar Implementos Rodoviários Ltda.

inferior do implemento. Para poder comportar o estepe e a caixa de ferramentas, este modelo de caçamba apresenta a caixa de carga afastada a pelo menos 600 mm da cabine do veículo.



Figura 3.8 - Caçamba modelo areia e brita (Fonte: Aguiar Implementos Rodoviários)



Figura 3.9 - Suporte de estepe frontal e caixa de ferramentas (Fonte: Mil Implementos Rodoviários Ltda)

3.2.2. *Basculante Graneleira*

Existe outro modelo de caçamba basculante especialmente construído para o transporte de grãos, conhecido como Caçamba Graneleira, é mostrada na Figura 3.10. Neste modelo, a caixa de carga possui tampa traseira articulada para a descarga por basculamento e tampas laterais removíveis, compostas por uma estrutura em tubo retangular 100x40x2 mm e fechamento em chapa “sanfonada” de 1,5mm de espessura. O chassi é semelhante ao usado no modelo Areia e Brita e o seu descarregamento pode ser feito por basculamento ou pela abertura das tampas laterais. Neste modelo são possíveis duas configurações de volume: uma com todas as tampas e outra com a remoção das tampas superiores e assim têm-se um compartimento com a metade do volume inicial. Este modelo é projetado para transportar milho, soja, trigo, feijão, café e grãos de maneira geral. Por isso, é importante observar qual é o material mais leve que o usuário irá transportar para só então definir o volume. Este implemento é muito usado em substituição às carrocerias graneleiras tradicionais fixas feitas em madeira.



Figura 3.10 - Caçamba Graneleira (Fonte: www.rodofil.com.br acesso em 20/07/2013)

3.2.3. *Basculante Cavaqueira*

O modelo Basculante Cavaqueira é adequado ao transporte de cavaco de madeira e bagaço de cana. Esta caçamba é caracterizada por apresentar um volume maior devido à baixa densidade do material transportado. A caixa de carga é composta por uma estrutura tubular reforçada e fechamento em chapa sanfonada de 1,5mm de espessura, com tampa traseira de abertura manual. O chassi possui configuração semelhante ao chassi do modelo

Areia e Brita. A principal vantagem da Basculante Cavaqueira é fazer o descarregamento do produto sem precisar de pá carregadeira, que é necessária para realizar esta operação nas carrocerias cavaqueiras fixas.



Figura 3.11 - Basculante cavaqueira (Fonte: Aguiar Implementos Rodoviários)

3.3. DETERMINAÇÃO DO VOLUME DA CARROCERIA

O volume da carroceria é determinado em função da densidade do material, do peso final da carroceria e da capacidade de carga do caminhão.

Como cada modelo de caçamba é, geralmente, destinado ao transporte de um grupo de alguns materiais e não apenas de um único material, pode-se considerar o material de menor densidade para se calcular o volume caixa de carga. Assim, fica garantido que o veículo poderá trafegar com a capacidade máxima de transporte. Outra alternativa é usar a densidade média dos materiais que se deseja transportar, e com isto obter um volume mais apropriado para o implemento. Desta forma, evita-se trafegar com volume “morto”, o que se traduz em peso de estrutura excedente desnecessária. Se o usuário da caçamba transportar somente um material, o volume é determinado em função apenas deste material.

A Fundação Instituto de Pesquisa e Planejamento para o Desenvolvimento Sustentável de Joinville, IPPUJ (2013), informa uma tabela de densidade dos materiais comumente transportados por caçambas basculantes para estimar o custo de obras públicas. Busa (2013) informa a densidade dos materiais para o cálculo de volume de caçambas. Opção Verde (2013) informa a densidade de produtos oriundos de madeira para aplicação como combustíveis de caldeiras. ABRAHÃO, M.C.B. (2007) informa a densidade do bagaço de cana-de-açúcar. Com base nestas referências, a Tabela 3.1 apresenta a densidade de alguns materiais para o cálculo do volume das caçambas basculantes.

Tabela 3.1 - Densidade de alguns materiais transportados por caçambas (Fonte: indicada na tabela)

Fonte	Material	Densidade
IPPUJ (2011)	Areia Seca	1 300 a 1 600 kg/m ³
	Areia Úmida	1 700 a 2 300 kg/m ³
	Argila Seca	1 600 a 1 800 kg/m ³
	Argila Úmida	1 800 a 2 100 kg/m ³
	Terra Apiloada ² Seca	1 000 a 1 600 kg/m ³
	Terra Apiloada Úmida	1 600 a 2 000 kg/m ³
	Terra Arenosa	1 700 kg/m ³
	Brita Basáltica	1 700 kg/m ³
	Brita Calcárea ou Arenária	1 600 kg/m ³
	Brita Granítica	1 800 kg/m ³
	Lenha	500 kg/m ³
Busa Implementos (2013)	Soja a granel	720 kg/m ³
	Trigo	620 a 760 kg/m ³
	Milho debulhado	780 a 900 kg/m ³
	Minérios de ferro	2 460 a 2 600 kg/m ³
	Minérios de magnésio	3 200 kg/m ³
Opção Verde Resíduos Florestais (2013)	Cavaco de serrarias	360 a 400 kg/m ³
	Serragem Seca	220 kg/m ³
	Cavaco de Florestas	220 a 330 kg/m ³
Abrahão, M.C.B. (2007)	Bagaço de cana-de-açúcar	300 kg/m ³

O peso da caçamba também dependerá do modelo escolhido, que por sua vez é idealizado em função do material. Aplicações mais severas necessitam de modelos concebidos com estrutura mais robusta e conseqüentemente mais pesada. Já em aplicações mais leves, os modelos também devem ter estruturas mais leves, que são formadas geralmente por uma estrutura tubular fechada por chapa fina dobrada em frisos (chapa “sanfonada”). Desta forma, a capacidade de transporte do caminhão é melhor aproveitada. Como o volume destas carrocerias deve ser maior para poder comportar uma carga menos densa, o peso final da caçamba não varia muito em relação aos modelos mais robustos e menores em volume. Assim, o peso médio das caçambas aplicadas em veículos plataforma

² Terra Apiloada: Termo usado na construção Civil para designar terra compactada

de dois eixos fica em torno de 1,5 a 2,5 ton; de três eixos: de 2,5 a 3,5 ton e de quatro eixos: de 3 a 4 toneladas³.

A capacidade de carga de um caminhão é informada nos descritivos técnicos dos fabricantes. O Anexo A deste trabalho apresenta um destes descritivos. A capacidade técnica do caminhão não pode ultrapassar o permitido por lei, exceto nos casos em que os veículos trafegam por estradas particulares ou em ambientes fora de estrada. Entretanto observa-se que, em função da falta de fiscalização e de um mercado extremamente competitivo, boa parte dos caminhões trafega com algum excesso de peso. Segundo informações obtidas junto a fabricantes e usuários, este excesso chega a ser de 20% do PBT e existem casos em que o proprietário reforça a suspensão do veículo para garantir que o mesmo não irá quebrar por causa do peso excedente. Isto deve ser considerado ao dimensionar o sistema de acionamento e a estrutura da caçamba. O excesso de carga acontece principalmente se o usuário não considerar a diferença entre as densidades dos materiais transportados. Uma caçamba dimensionada para transportar terra seca com a capacidade máxima permitida por lei, não deve ser totalmente carregada com areia molhada, pois a densidade deste material chega ser 2,3 vezes maior do que a da terra seca.

Os caminhões de dois eixos (toco), conforme já mencionado, podem transportar até 16 ton. O peso em ordem de marcha destes caminhões depende da capacidade técnica, pois existem modelos adaptados para transportar cargas de 6, 8, 10 e 12 ton (VOLKSWAGEN, FORD e VOLVO, 2013). Nestes modelos menores a suspensão é menos robusta e os motores são menos potentes, o que diminui o peso final do caminhão. Contudo, em se tratando de um caminhão toco preparado para transportar 16 ton, o peso em ordem de marcha destes veículos varia entre 4,8 ton a 5,8 ton (valor obtido em dados técnicos de alguns modelos das montadoras VOLKSWAGEN, FORD e VOLVO, 2013).

Em caminhões de três eixos (truck), cuja capacidade permitida por lei é de 23 ton, o peso médio, em ordem de marcha, é de 6,8 ton, (VOLKSWAGEN, 2013).

Para os caminhões de quatro eixos (bi-trucks), até o momento, nenhum descritivo técnico com esta configuração de veículo é fornecido pelas grandes montadoras. Os caminhões bi-trucks são caminhões de três eixos equipados com o segundo eixo direcional fora das montadoras. Assim, para obter o peso em ordem de marcha destes modelos, é necessário somar o peso do segundo eixo direcional ao peso em ordem de marcha do caminhão truck. O fabricante de segundo eixo informa que o peso do equipamento fabricado acrescenta em média uma tonelada ao peso original do veículo. Sendo assim, o peso em

³ Dados obtidos com a empresa Aguiar Implementos Rodoviários Ltda.

ordem de marcha de um caminhão de quatro eixos é de 7,8 ton e a capacidade permitida por lei é de 29 ton.

Para calcular a carga líquida que será transportada por uma caçamba, subtrai-se da capacidade total do caminhão, o peso da caçamba vazia e o peso do caminhão em ordem de marcha. Este é o cálculo para um veículo que irá transportar a carga ideal, também conhecida como “peso de balança”. Considerando que nem sempre o caminhão irá trabalhar no peso ideal, é necessário somar a este valor a carga excedente com a qual o proprietário do caminhão deseja trabalhar.

Portanto, para se determinar a carga líquida que cada modelo de caminhão/implemento pode transportar, deve-se considerar os pesos permitidos por lei, o peso médio dos veículos e peso médio dos implementos. Também é necessário se levar em conta possíveis excessos de carga que os veículos venham a ser submetidos. A Tabela 3.2 apresenta o resultado desta análise para os três modelos de caminhões mencionados.

Tabela 3.2–Cargas líquidas em função dos modelos de veículos (valores em toneladas)

MODELO	PESO MÉDIO DO VEÍCULO	PESO MÉDIO DO IMPLM.	PBT	CARGA LÍQ. + PESO DO IMPLM.	CARGA LÍQ.	CARGA LÍQ.C/ EXCESSO
CAMINHÃO TOCO	4,8	2	16	11,2	9,2	12,4
CAMINHÃO TRUCADO	6,8	3	23	16,2	13,2	17,8
CAMINHÃO "BI-TRUCK"	7,8	3,5	29	21,2	17,7	23,5

Com base na análise da densidade dos materiais transportado se da carga líquida que será transportada, pode-se determinar o volume e o comprimento dos modelos de caçambas. Além disso, os valores do peso da carga e do implemento serão usados para dimensionar o sistema de acionamento.

3.4. CÁLCULO DE DISTRIBUIÇÃO DE CARGA SOBRE OS EIXOS DO VEÍCULO

Após ter sido determinado o modelo e o comprimento da carroceria, é necessário determinar as distâncias entre os eixos e o balanço traseiro do veículo, para que a distribuição da carga sobre estes eixos esteja adequada. O peso de cada um dos eixos do caminhão deve estar de acordo com o que é permitido pela legislação de trânsito, bem como o que é indicado pelo fabricante.

O balanço traseiro de um caminhão implementado com uma caçamba basculante também dependerá do posicionamento da caçamba sobre o chassi do veículo. MERCEDES-BENZ (2006) recomenda que a articulação de giro da basculante esteja o mais próximo possível do eixo traseiro. Nos caminhões não traçados, isto será limitado pelo suporte de molas traseiro, pois é necessário cortar o chassi do caminhão logo após a articulação da caçamba para permitir o basculamento da mesma, conforme mostrado na Figura 3.12. VOLKSWAGEN (2003) por sua vez, recomenda que a distância da articulação de giro da basculante ao eixo traseiro não ultrapasse 1m.

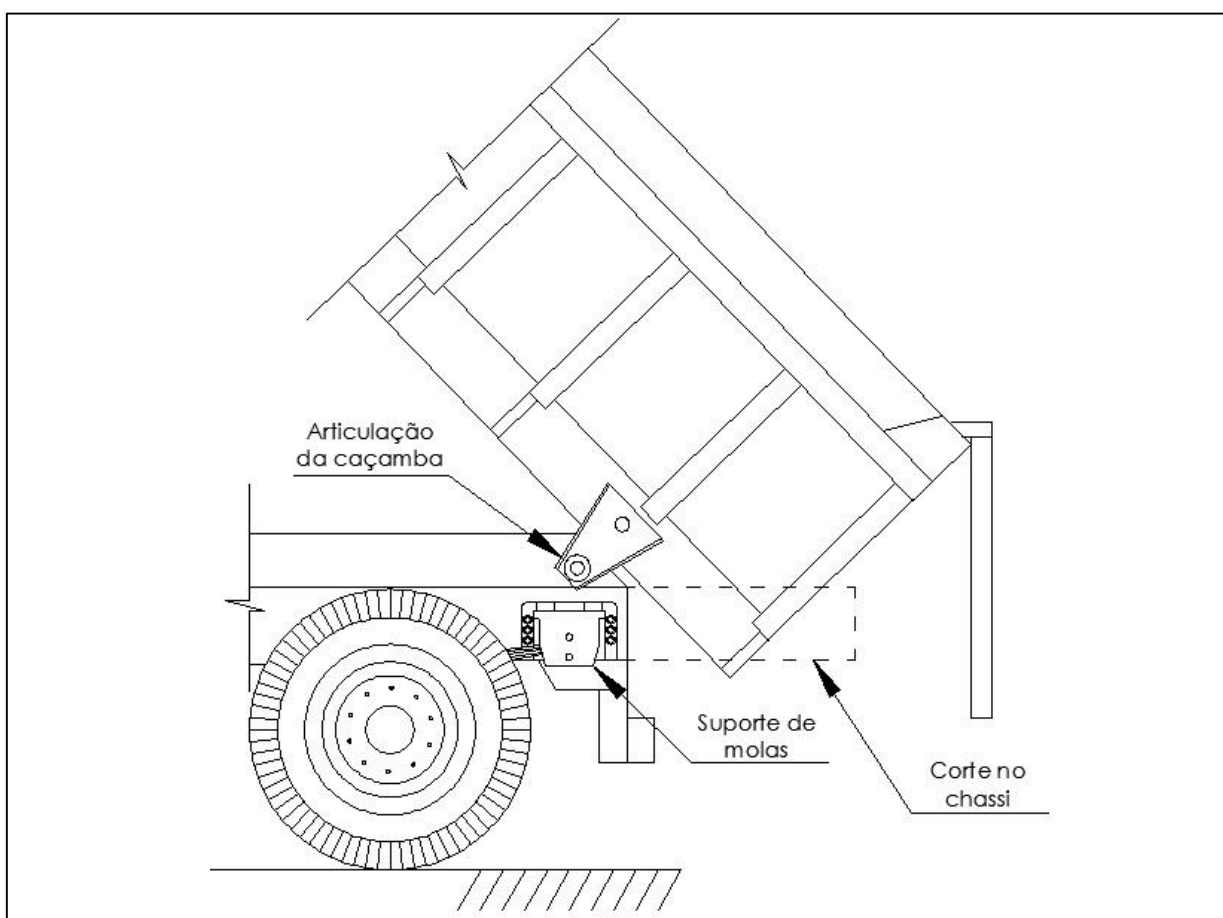


Figura 3.12 - Posicionamento da articulação da caçamba

Quando a aplicação do veículo se dá em estradas particulares (dentro de propriedades rurais e mineradoras, por exemplo) o cálculo da distribuição de peso poderá ser feito prevendo cargas acima do permitido por lei. Para isso, o veículo deve ser equipado de fábrica com suspensão mais robusta ou deve-se reforçar a suspensão para evitar quebras.

Diversas montadoras indicam, através de manuais de implementação, como a distância entre os eixos do veículo deve ser calculada para que sejam atendidas as condições técnicas e os limites impostos pelos dispositivos legais. O cálculo é feito através da análise

estática considerando o veículo como sendo uma viga bi apoiada em seus eixos e com as cargas aplicadas sobre esta viga (SCANIA, 2010; WOLKSWAGEN, 2013).

3.4.1. Cálculo de Distribuição de Peso em Caminhões de Dois Eixos

Em veículos dotados de dois eixos (caminhões toco) a hipótese para o cálculo de distribuição de peso é demonstrada a seguir e ilustrada na Figura 3.13.

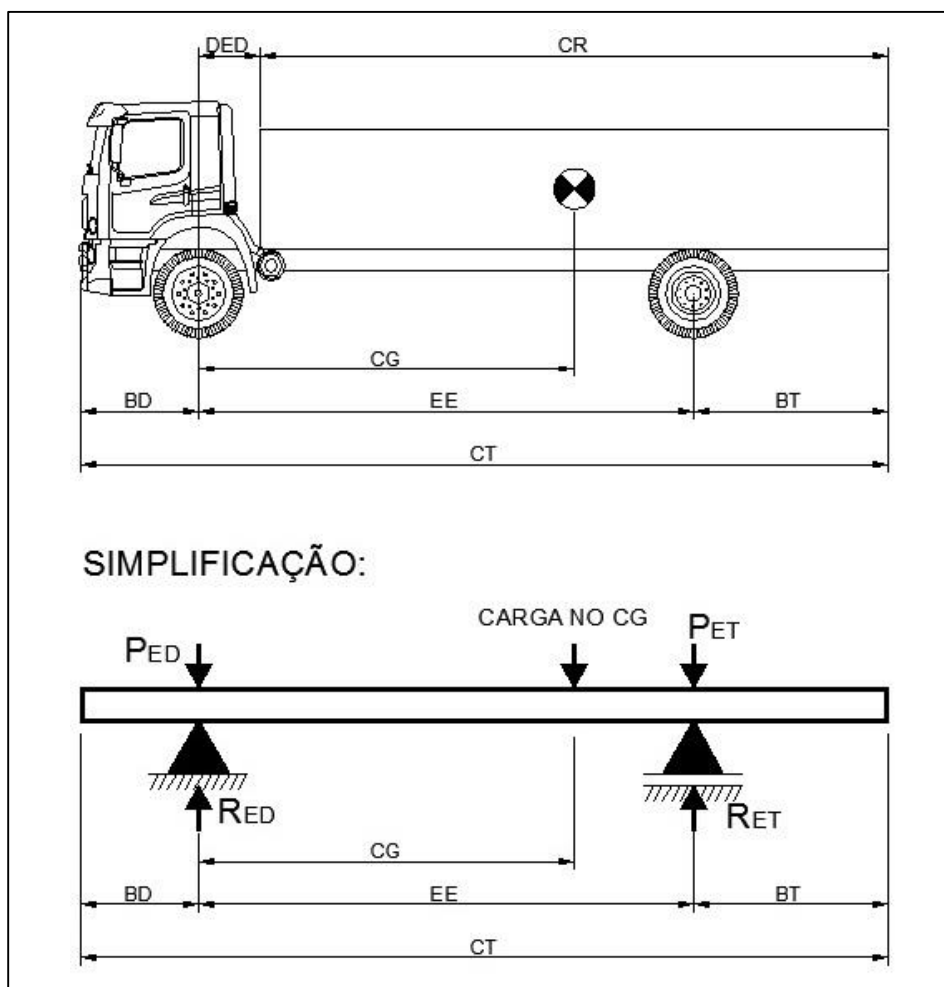


Figura 3.13 - Simplificação para o cálculo de distribuição de carga em caminhões toco

Desta maneira, o valor da distância entre os eixos pode ser calculado fazendo o equilíbrio de momentos em torno da posição do eixo dianteiro conforme mostrado a seguir:

$$CG = DED + \frac{CR}{2} \quad (3.1)$$

$$\sum M_{ED} = R_{ET} \times EE - P_{ET} \times EE - Carga \times CG = 0 \quad (3.2)$$

$$EE = \frac{Carga \times CG}{R_{ET} - P_{ET}} \quad (3.3)$$

$$CT = BD + DED + CR \quad (3.4)$$

$$BT = CT - BD - EE \quad (3.5)$$

Onde:

EE – Distância entre os eixos do caminhão;

BT – Balanço traseiro: distância do último eixo até o final da carroceria;

BD – Balanço dianteiro: distância do primeiro eixo até o para-choque dianteiro;

CG – Posição do centro de gravidade da carroceria em relação ao eixo dianteiro;

DED – Distância do início da carroceria ao eixo dianteiro;

CR – Comprimento da carroceria;

CT – Comprimento total do caminhão;

P_{ET} – Peso do eixo traseiro com o veículo em ordem de marcha fornecido pelo fabricante;

R_{ET} – Força de reação que o solo exerce sobre o eixo traseiro após o carregamento do veículo que tem o valor definido pela legislação de trânsito ou pela capacidade técnica do veículo informada pelo fabricante (o que for menor).

3.4.2. Cálculo de Distribuição de Peso em Caminhões de Três Eixos

Os caminhões dotados de três eixos possuem um eixo direcional, um eixo de tração e um eixo auxiliar posicionado geralmente atrás do eixo da tração. Para realizar o cálculo de distribuição de peso neste modelo de caminhão, é necessário fazer uma simplificação, na qual se considera o chassi do caminhão como sendo uma viga bi-apoiada. Os apoios são o eixo dianteiro e o centro dos dois eixos traseiros. Desta maneira, o problema do cálculo de reação de apoio passa de uma configuração com três apoios (hiperestático) para uma configuração com dois apoios (isostático) (Figura 3.14).

Esta simplificação pode ser adotada em virtude dos tipos de suspensão traseira que normalmente equipam estes veículos. São sistemas de suspensão compostos por dois eixos sustentados por molas em balanço, que distribuem a carga entre os dois eixos. Suspensys

(2013), fabricante de eixos e suspensões de Caxias do Sul (RS), informa que o termo “Tandem” é usado para definir suspensão “em balanço”.

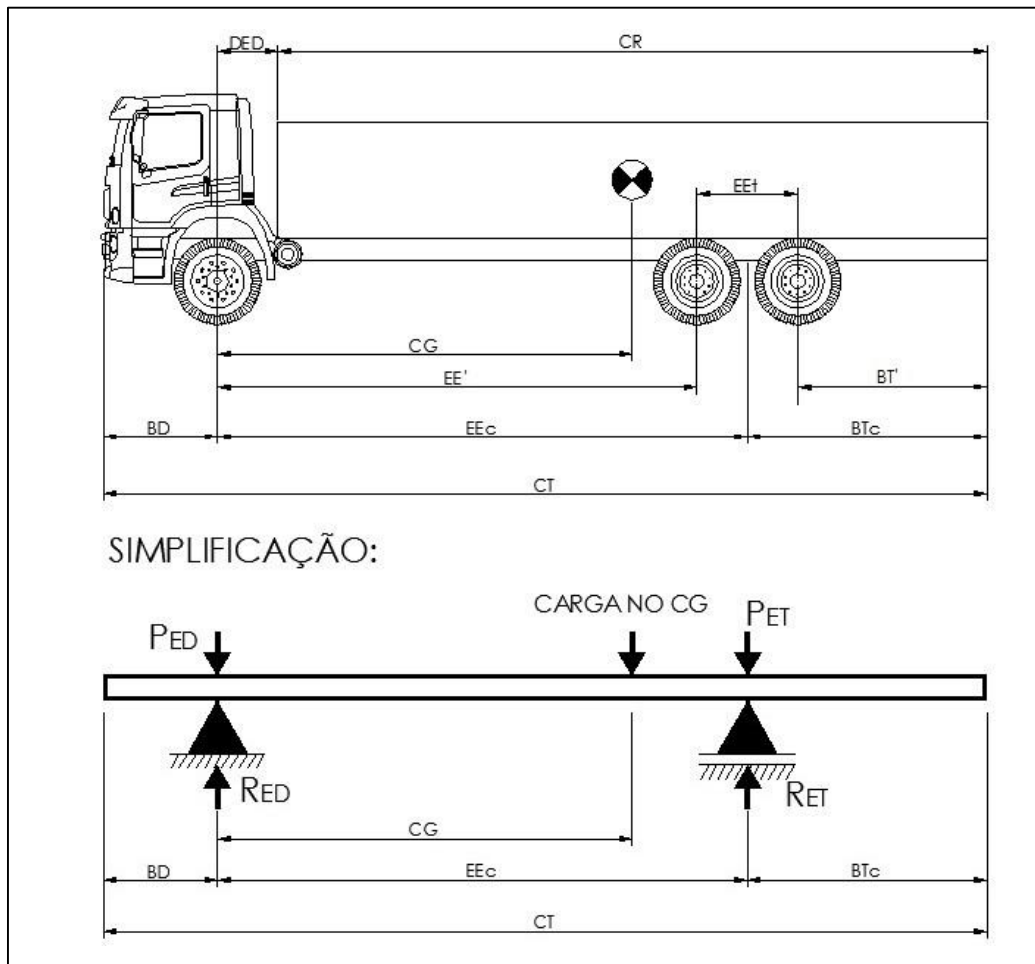


Figura 3.14 - Simplificação para o cálculo de distribuição de carga em caminhões truck

Existem dois modelos de suspensão em balanço comumente usados em caminhões trucks: a Suspensão Tandem do Tipo Balancim, mostrada na Figura 3.15, e Suspensão Tandem do Tipo Bugie, mostrada na Figura 3.16.

Suspensão Tandem do Tipo Balancim: constituída de um feixe semi-elíptico para cada um dos eixos, interligados por uma "balança" móvel que transfere cargas entre os dois feixes, compensando as irregularidades do terreno. Normalmente é utilizado apenas para veículos 6x2 (3º eixo veicular auxiliar, sem tração) (VOLKSWAGEN, 2013).

Suspensão Tandem tipo Bugie: constituído de um feixe semi-elíptico invertido único e braços de controle, mais usado para veículos 6x4. Existe também o sistema "Hendrickson" com feixe semi-elíptico único na posição normal e uma viga forjada ("walking beam") entre os dois eixos, usado tanto para 6x2 como para 6x4 (muito difundido a América do Norte e não usado no Brasil) (VOLKSWAGEN, 2013).

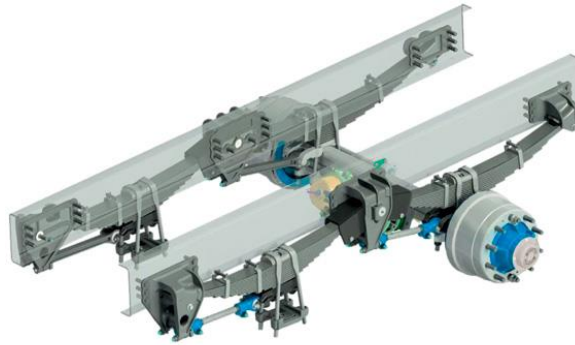


Figura 3.15 - Suspensão Tandem tipo Balancim (Fonte: www.suspensys.com.br)

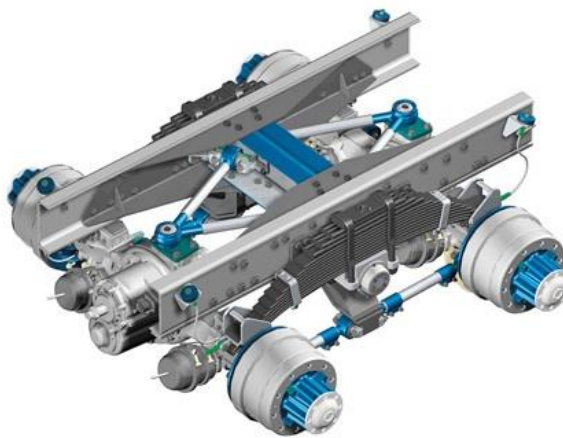


Figura 3.16 - Suspensão Tandem tipo Bogie (Fonte: www.suspensys.com.br)

A simplificação da situação real de três apoios para um modelo hipotético de dois apoios também é possível por causa da curta distância entre estes eixos que compõe a suspensão (1 224 mm em diversos modelos). Além disso, o DENATRAN estabelece o limite de peso para o conjunto dos dois eixos quando a distância entre eles é curta.

Portanto, o cálculo pode ser realizado usando o mesmo modelo matemático viga bi-apoiada do veículo de dois eixos, conforme esquematizada Figura 3.14.

Assim, o cálculo para determinar a distância entre o primeiro e o segundo eixo do veículo (**EE₁**) é feito usando as Eq. 3.1 e 3.2, com a diferença que neste caso os valores de **EE** e **BT** são medidos a partir do centro do conjunto dos eixos traseiros. Para diferenciar, estas variáveis foram designadas, por **EEc** e **BTc**, onde “c” é uma referência à uma distância corrigida. Assim, são determinadas as equações abaixo que complementam o cálculo:

$$EEc = \frac{Carga \times CG}{R_{ET} - P_{ET}} \quad (3.6)$$

$$BTc = CT - BD - EEc \quad (3.7)$$

$$EEc = EE' + \frac{EE_t}{2} \quad (3.8)$$

$$BTc = BT' + \frac{EE_t}{2} \quad (3.9)$$

Onde:

EEc – Distância entre eixos corrigida: distância do eixo dianteiro ao centro dos eixos traseiros;

EE' – Distância do eixo dianteiro ao primeiro eixo traseiro;

BTc – Balanço traseiro corrigido: distância do centro dos eixos traseiros até o final da carroceria;

BT' – Distância do último eixo até o final da carroceria;

EEt – Distância entre os dois eixos traseiros;

Caso o balanço traseiro do veículo já estiver definido, é possível calcular a reação dos eixos traseiros fazendo um rearranjo da equação 3.2, colocando-a em função de R_{ET} conforme a equação 3.10.

$$R_{ET} = \frac{P_{ET} \times EE + Carga \times CG}{EE} \quad (3.10)$$

3.4.3. Cálculo de Distribuição de Peso em Caminhões de Quatro Eixos

A análise da distribuição de peso em caminhões de quatro eixos é mais complexa do que nos modelos de dois e três eixos. A simplificação implementada para resolver o problema hiperestático em veículos de três eixos, não pode ser estendida aos eixos dianteiros dos veículos bi-trucks. Isto acontece porque os eixos dianteiros são mais espaçados do que os eixos traseiros e a suspensão dianteira é independente em cada eixo e não “em balanço” como foi demonstrado no caso anterior. Em função deste maior espaçamento entre os eixos, a flexibilidade do chassi faz com que a simplificação não seja uma hipótese razoável. Sendo assim, a simplificação só pode ser considerada nos eixos traseiros e não nos dianteiros.

Empresas que projetam os segundos eixos direcionais fazem o cálculo de distribuição de peso levando em conta mais fatores do que os usados nos cálculos demonstrados para os veículos de dois e três eixos. Estes parâmetros e os métodos de cálculo usados por estas empresas são considerados estratégicos e por isso não são divulgados. Também não foi encontrada na literatura outra referência que descrevesse uma solução para esta análise. Além disso, as montadoras de caminhões não informam os dados técnicos de modelos bi-

trucks, pois estes veículos não são equipados com o segundo eixo direcional pelas montadoras, mas sim por empresas terceirizadas. Assim, para os veículos de quatro eixos, as dimensões do veículo devem ser obtidas diretamente com as empresas que produzem os segundos eixos direcionais.

3.4.4. Dimensão Limite para o Cálculo da Distribuição de Carga

Existem algumas condições que devem ser consideradas ao realizar o cálculo da distribuição de carga sobre os eixos do veículo. A Resolução 210/2006 do CONTRAN (Conselho Nacional de Trânsito) determina que os veículos de carga não articulados devem ter largura máxima de 2,6 m, altura máxima de 4,4 m e comprimento total máximo (**CT**) de 14 m, conforme mostra a Figura 3.17. Esta resolução também estabelece que o balanço traseiro (**BT**) não pode ultrapassar a medida de 60% da distância entre eixos (**EE**), além de não poder passar de 3,6m de comprimento. Segundo o CONTRAN, a distância entre eixos é definida nesta resolução como sendo a distância medida de centro a centro das rodas dos eixos dos extremos do veículo, ou seja, do primeiro eixo dianteiro até o último eixo traseiro, independente da quantidade de eixos intermediários, conforme mostrado na Figura 3.17.

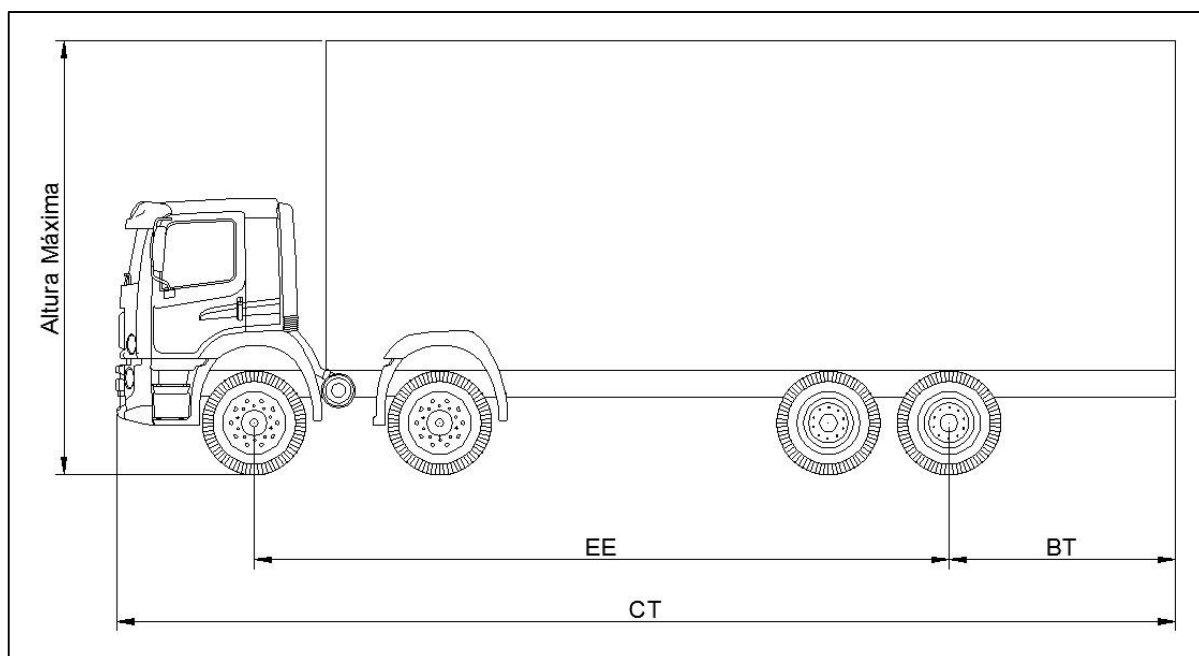


Figura 3.17 - Dimensões do veículo conforme a Resolução 210/2006 do CONTRAN

Portanto, o cálculo de distribuição de peso de qualquer um dos três modelos de caminhões não articulados demonstrados neste trabalho deve considerar os limites de dimensões impostos na Resolução 210/2006 do CONTRAN.

CAPÍTULO IV

MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Segundo Rade (2011), o Método dos Elementos Finitos (MEF) é uma técnica de análise numérica destinada à obtenção de soluções aproximadas de problemas regidos por equações diferenciais.

O MEF é um procedimento para transformar um problema contínuo, em um problema discretizado, ou seja, dividido em uma quantidade finita de pequenos elementos, e, conseqüentemente, um número finito de incógnitas. Os elementos podem ter formas e dimensões desiguais e condições de contorno complexas ou não. Estes elementos possuem pontos internos e/ou externos chamados de nós, através dos quais os elementos são interligados. O conjunto de vários destes elementos é denominado malha, conforme representado na Figura 4.1. Sobre estes elementos são impostas condições de contorno, que são os carregamentos (cargas aplicadas) e as fixações (engastes, apoios, mancais, entre outras), como exemplificado na Figura 4.2.

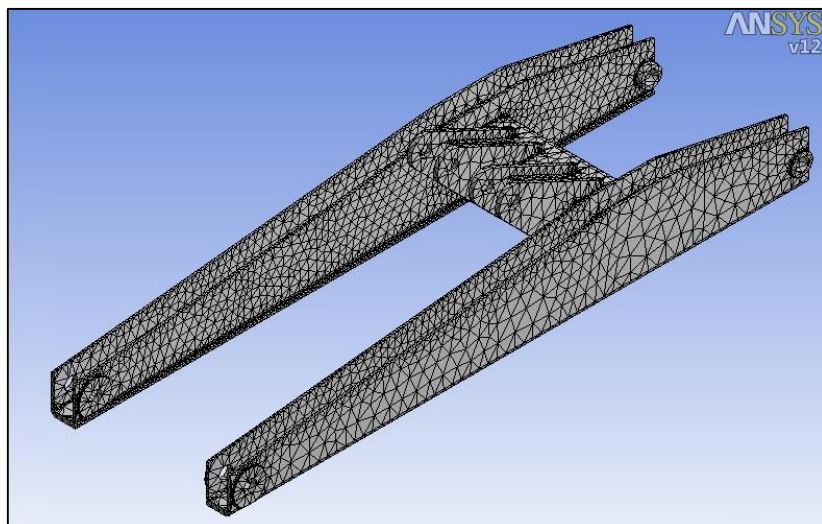


Figura 4.1 – Malha

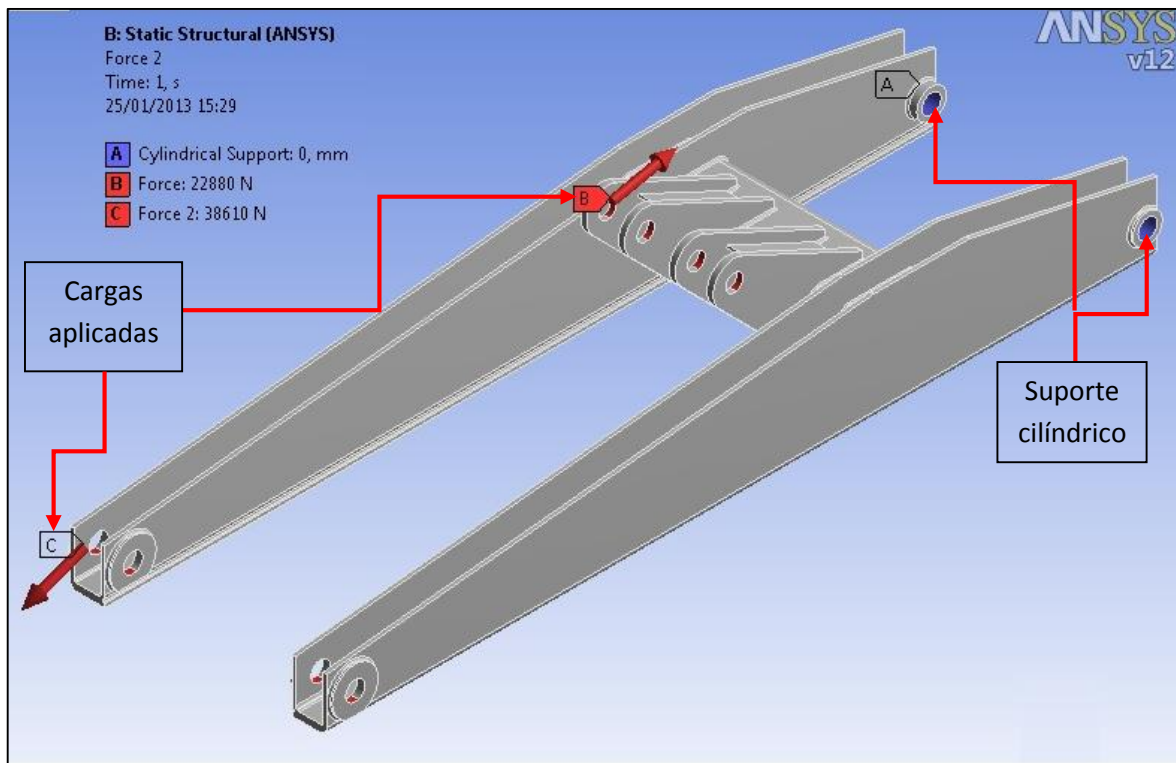


Figura 4.2 - Condições de contorno: carregamentos e fixações

O MEF tem sido bastante difundido no meio acadêmico e na indústria devido à sua eficiência e flexibilidade, além de sua adequação à implementação em computadores. Atualmente, existem diversos softwares comerciais que permitem realizar análises usando o MEF a partir de interfaces gráficas amigáveis. Dentre os vários softwares existentes, pode-se citar: ANSYS®, NASTRAN®, ABAQUS®, SYSTUS®, COMSOL®, etc. (RADE, 2011).

Os elementos devem ser escolhidos de forma que suas características sejam adequadas para representar o problema em análise. Existem basicamente 4 tipos de elementos: elemento sólido, elemento de casca, elemento de barra e elemento de viga. Cada um destes elementos possui características particulares que facilitam a solução do cálculo através de simplificações. No caso de modelagem através de elementos sólidos, em alguns softwares, é possível escolher elementos com diferentes formas geométricas que se adaptam melhor à geometria do modelo. A escolha do tipo de elemento é fundamental para o sucesso dos estudos realizados através do MEF. Alguns softwares baseados no MEF são capazes de gerar a malha automaticamente a partir de modelos sólidos importados de programas CAD, mas, segundo Adams (1999), esta tarefa pode ser a mais simples do processo. O mais difícil é garantir que o modelo final represente o comportamento da estrutura real (ADAMS, V & ASKKENAZI, A. 1999).

Quanto mais refinada for a malha, ou seja, quanto menor for o tamanho dos elementos, mais precisos serão os resultados obtidos, em contrapartida, o custo computacional aumenta consideravelmente, devido ao aumento do número de equações que deverão ser resolvidas.

Araújo (2007) afirma que o grau de refinamento da malha pode influenciar os resultados obtidos através do Método dos Elementos Finitos. Sendo assim é importante realizar um estudo para avaliar a sensibilidade da malha e com isto determinar o refinamento mínimo que o modelo deve ter.

O grau de refinamento de uma malha de elementos finitos é fator determinante no custo computacional para a realização da simulação. Quanto mais refinada for a malha, maior será a quantidade de cálculos necessários para a resolução do problema e, conseqüentemente, maior será o esforço computacional empregado na simulação. Em contrapartida, malhas grosseiras, com poucos elementos, podem não ser representativas do problema físico real. A priori, quanto mais refinada for a malha, mais próximo o modelo estará de um problema contínuo real e assim mais confiáveis seriam os resultados.

O estudo da sensibilidade da malha tem como objetivo avaliar a melhor condição entre uma malha grosseira de baixo custo computacional e uma malha refinada com maior aproximação de um modelo contínuo real. Araújo (2007) demonstra que os resultados obtidos através de um modelo com malha grosseira são diferentes dos resultados obtidos por um modelo de malha refinada, no entanto, a partir de certo grau de refinamento da malha, os resultados convergem para um resultado único que não sofre alteração se o refinamento for aumentado. Portanto, a partir de um determinado limite, torna-se desnecessário aumentar o refinamento da malha.

Pinto Filho (2004) afirma que nenhum programa que se utiliza do MEF é insensível a elementos com geometria ruim, pois este tipo de elemento afeta a precisão em torno de si e provavelmente o resultado final da análise. Por isso, após a geração da malha, é necessário fazer um refinamento em regiões mais críticas em torno de furos, protuberâncias, em regiões de mudança brusca de geometria, ou mesmo nos pontos de aplicação de carga para garantir transições mais graduais. Um exemplo deste tipo de refinamento localizado está representado na Figura 4.3.

Ainda segundo Pinto Filho (2004), a rigidez de cada elemento é descrita através de uma matriz chamada de matriz elementar e todas as matrizes elementares são montadas em uma única matriz global. Juntamente com as condições de contorno, cria-se um sistema de equações que descreve o problema físico.

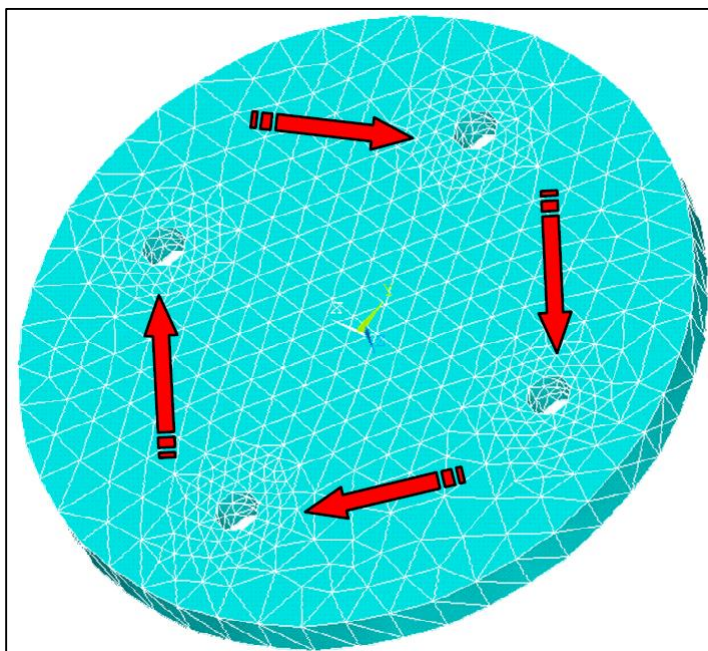


Figura 4.3 - Modelo com malha refinada nos pontos críticos (Fonte:Pinto Filho, 2004)

Ao utilizar o MEF, é necessário ter em mente quais são os dados de entrada que o sistema deve ter e quais são os níveis de incerteza que estes parâmetros acrescentarão na análise. Isto porque os parâmetros de geometria e das propriedades físicas dos materiais raramente condizem exatamente com a realidade de componentes fabricados. Além disso, os níveis de carregamento medidos em experimentos ou estimados através de cálculos terão divergência dos valores reais (PINTO FILHO, R.R. 2004).

Adams ainda afirma que o MEF é uma aproximação e a precisão dos resultados depende da adequação da representação do modelo físico quando se dá a construção do modelo (ADAMS, V & ASKKENAZI, A. 1999).

4.1. ANSYS®

De acordo com Moaveni (1999), o programa de análise por elementos finitos ANSYS® tem dois níveis básicos: o Nível Inicial e o Nível Processador. Através do nível inicial o usuário tem acesso aos processadores do ANSYS®, conforme mostrado na Figura 4.4. O processador é uma coleção de funções e rotinas que servem para fins específicos.

Existem três processadores que são usados mais frequentemente: O Pré-processador (PREP7), o Processador (SOLUTION) e o Pós-processador Geral (POST1).

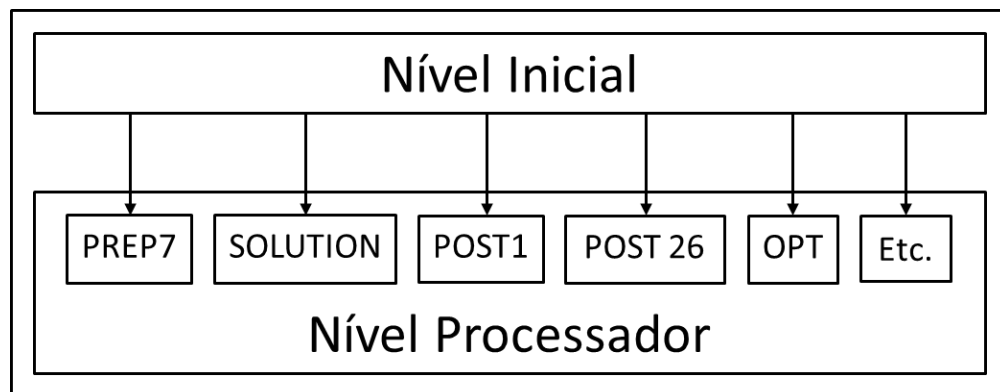


Figura 4.4 - Organização do programa ANSYS® (extraído de Moaveni, 1999)

4.1.1. Pré- Processador (PREP7)

O Pré-processador contém os comandos necessários para construir um modelo. No Pré-processador deve-se:

- Definir os tipos de elementos e suas opções;
- Definir as constantes reais dos elementos;
- Definir as propriedades dos materiais;
- Criar a geometria do modelo;
- Definir os controles de malha;
- Criar a malha.

No pré-processador é necessário informar as propriedades físicas dos elementos, as quais devem ser determinadas em experimentos. Muitos destes dados já foram determinados e são disponibilizados pelos fornecedores das matérias primas envolvidas na construção do modelo real, no entanto, em caso de dúvida, podem-se realizar novos experimentos para melhorar a confiabilidade das informações. Quanto mais precisos forem os valores informados, mais preciso será o resultado obtido na análise.

Também no pré-processador, é gerado o modelo. Nesta fase, é estabelecido o modelo que contenha todas as características geométricas do que será analisado. O modelo geométrico pode ser gerado diretamente no programa de análise por elementos finitos ou ser pré-concebido em programas CAD. Neste caso é possível importar o modelo CAD para o ANSYS®. Este procedimento de importação de um modelo CAD pré-concebido pode ser mais viável do que gerar um modelo geométrico diretamente no ANSYS®, já que os programas CAD são muito mais flexíveis e práticos para a criação de modelos geométricos virtuais.

Com o modelo pronto, é necessário gerar a malha. Dependendo do software escolhido, a malha pode ser criada manualmente ou através de geração automática. Ainda há a possibilidade da malha ser trabalhada para ser mais refinada nas regiões críticas, conforme citado anteriormente.

4.1.2. Processador (SOLUTION)

Depois de estabelecidas as características do modelo e da malha, é necessário estabelecer as condições de contorno e os carregamentos. As condições de contorno variam de acordo com o tipo de análise. No caso de análise estrutural estática, as condições de contorno são as restrições cinemáticas, como engastamentos e apoios, bem como os deslocamentos aos quais a estrutura está sujeita. As cargas podem ser forças concentradas, carregamentos distribuídos (pressão) ou momentos.

Com todo o processo realizado no pré-processamento, o programa estabelece as matrizes globais e as equações que regem o problema físico. Então, o programa executa os cálculos utilizando as rotinas pré-estabelecidas. Se os parâmetros do pré-processamento tiverem sido estabelecidos corretamente, haverá a convergência dos cálculos e o programa obterá os resultados. No entanto, exageros em refinamentos, dados imprecisos, ou a falta de alguma informação inerente ao tipo de análise ou ao tipo de elemento escolhido, impedem que os cálculos convirjam para um resultado satisfatório. Caso isto ocorra, é necessário investigar quais foram as causas da divergência para corrigir o problema e executar o processamento novamente. Em caso de não convergência é preciso fazer uma revisão criteriosa das condições estabelecidas no pré-processamento.

4.1.3. Pós-Processador (POST1)

Se o cálculo realizado no processador (SOLUTION) for bem sucedido, o programa irá fornecer os resultados ao Pós-processador (POST1). O pós-processador permite fazer a análise dos resultados, ou seja, é a visualização das respostas do sistema através de valores, gráficos e/ou animações. É necessário avaliar criteriosamente estas respostas para garantir que estejam condizentes com a realidade.

Após esta etapa, deve-se analisar a influência que as variáveis envolvidas têm sobre as respostas obtidas no processamento para estabelecer, por exemplo, o quanto que variações nas propriedades físicas dos materiais influenciam no resultado final. Isto é feito alterando os valores estabelecidos no pré-processamento e verificando o quanto que estas mudanças afetam os resultados.

Se os carregamentos forem transientes (variáveis ao longo do tempo) o ANSYS oferece o pós-processador POST26, com comandos que permitem obter os resultados ao longo do tempo na análise transiente em certos pontos do modelo (MOAVENI, S. 1999).

4.1.4. ANSYS® Workbench™

O Workbench™ é uma plataforma de trabalho do ANSYS® que gerencia todas as funcionalidades do programa em uma interface inovadora, flexível e de fácil entendimento, onde podem ser realizadas importações de modelos gerados em plataformas CAD de maneira extremamente facilitada. O WorkBench™ ainda permite atualizar o modelo importado sempre que o modelo original do CAD for modificado. Assim, as verificações e modificações do modelo são executadas no software CAD e posteriormente carregadas no ANSYS® trazendo muita agilidade ao desenvolvimento do estudo através do ANSYS® (ANSYS User's Guide versão 12.0, 2009).

Além das funcionalidades usuais do ANSYS, o ANSYS Workbench apresenta uma ferramenta que avalia convergência de valores calculados em função do grau de refinamento da malha (estudo de convergência de malha). Nesta ferramenta o usuário define qual é a tolerância para a convergência dos resultados. Esta tolerância é a diferença entre os resultados obtidos antes e depois de um refinamento de malha definida em porcentagem. O software gera uma malha inicial de maneira automática, já com certo grau de refinamento em regiões críticas, em seguida faz uma simulação e obtém os resultados. Após o primeiro cálculo, o programa faz um refinamento geral da malha, mas principalmente em regiões críticas, para executar os cálculos novamente. Se a diferença dos resultados obtidos ficar acima do que foi estipulado pelo usuário, o programa refina a malha novamente para refazer os cálculos, repetindo este procedimento até que a diferença nos resultados obtidos fique dentro da tolerância configurada. Por fim, o programa gera um gráfico e uma tabela demonstrando a convergência dos valores em função da quantidade de elementos de malha gerados. A **Erro! Fonte de referência não encontrada.** mostra um refinamento realizado pelo software.

A **Erro! Fonte de referência não encontrada.** apresenta um histórico de convergência gerado pelo software. Trata-se de um gráfico que demonstra o valor obtido em cada cálculo em função dos refinamentos realizados e uma tabela que traz os resultados e a quantidade de nós e elementos que foram utilizados. No exemplo demonstrado, a tolerância de convergência foi definida em 4% e os resultados mostram que os cálculos foram refeitos sempre que a diferença entre os valores obtidos era superior a 4%. A partir do momento que a diferença foi menor que o tolerável o programa encerrou os cálculos.

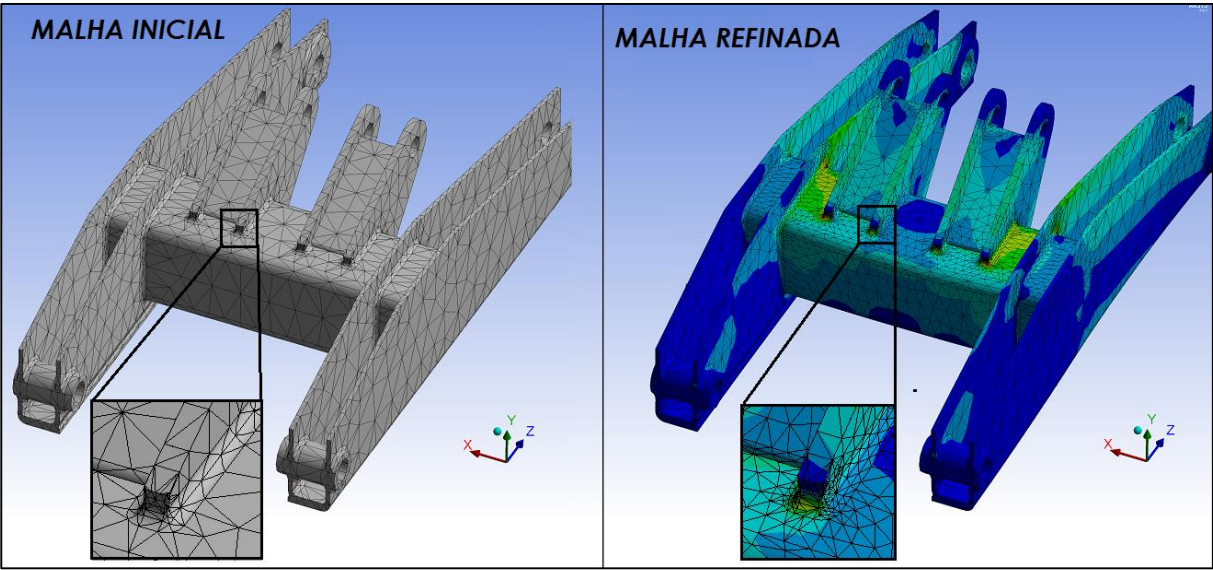


Figura 4.5 – Demonstração do refinamento da malha

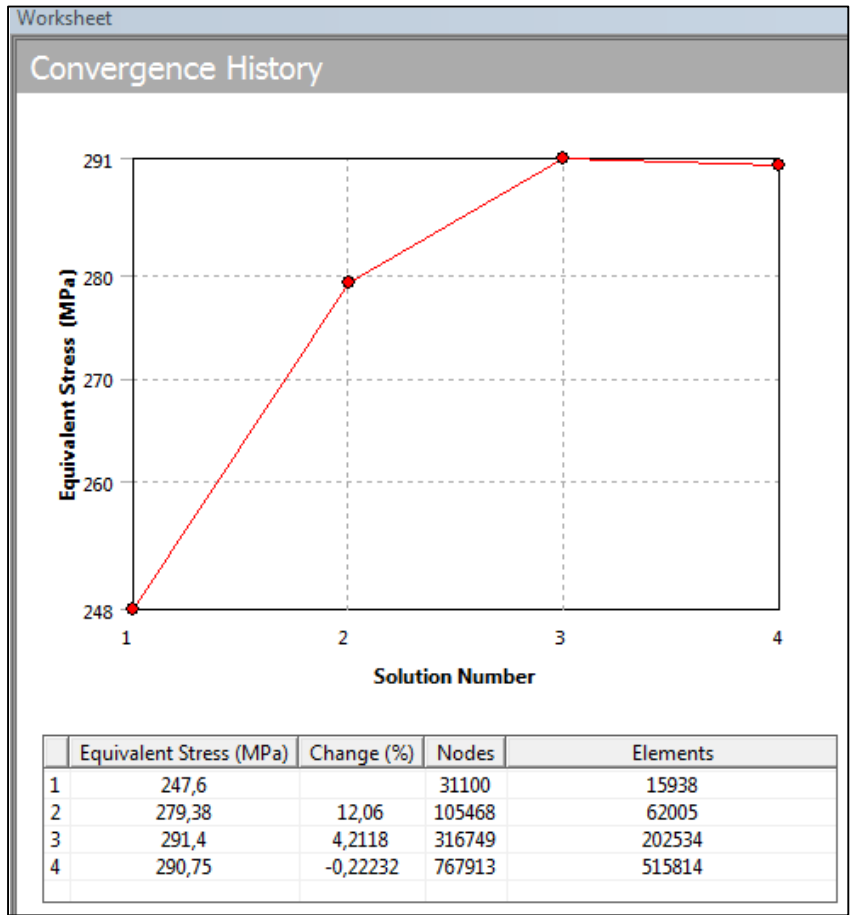


Figura 4.6 – Histórico de convergência do modelo

CAPÍTULO V

ANÁLISE DE ESFORÇOS E CINEMÁTICA DO MECANISMO

O Sistema Indireto de basculamento é um mecanismo composto por um atuador hidráulico, alavanca e braço. Boresi e Schmid (2003) afirmam que uma máquina pode ser considerada um dispositivo mecânico composto por uma ou mais partes móveis que servem para transmitir e/ou modificar forças. Um mecanismo é um sistema mecânico não rígido cujos componentes são capazes de realizar movimento relativo quando não fixos.

Waldron e Kinzel (2004) consideram que as máquinas são usadas para aplicar força mecânica, energia ou potência para diversos propósitos. Em projetos de máquinas, muitas vezes a maior preocupação é com o movimento, e neste caso, o engenheiro deve aplicar os conceitos da dinâmica. Contudo, máquinas são usadas para transmitir e aplicar força, bem como gerar movimento. Se a velocidade do mecanismo for baixa o suficiente para que os efeitos da dinâmica sejam muito pequenos em relação às cargas aplicadas, estes efeitos podem ser negligenciados. E assim, a análise do projeto destes mecanismos e das estruturas associadas depende apenas da análise de força estática. Costello e Kyle (2004) estudaram o projeto de um sistema de braços de escavadeira e afirmam que para operações realizadas lentamente, os modelos estáticos dos sistemas proporcionam uma estimativa satisfatória das cargas e podem ser utilizados no dimensionamento estrutural dos componentes. Os mesmos autores também afirmam que em operações de velocidades mais altas, uma análise mista estática e dinâmica pode-se fazer necessária. No entanto, no sistema indireto de basculamento, a velocidade dos componentes não é alta o suficiente para que uma análise dinâmica seja necessária.

Merian e Kraige (1999) afirmam que corpos rígidos são corpos cujas mudanças de forma são desprezíveis se comparadas com as dimensões globais do corpo ou com as mudanças na posição de um corpo como um todo.

Portanto, pode-se considerar que o sistema indireto é um mecanismo composto de partes móveis, utilizado para transmitir a força de um atuador hidráulico sob a estrutura de uma caçamba, com o objetivo de realizar o basculamento da mesma. O movimento deste mecanismo é realizado lentamente. Assim, a velocidade é baixa o suficiente para que os efeitos dinâmicos sejam desprezados. Em termos de uma análise global das forças envolvidas no funcionamento do mecanismo, os componentes do sistema indireto são considerados corpos rígidos, pois as deformações nos elementos são muito menores do que os deslocamentos desenvolvidos por eles.

Portanto, o projeto de um sistema de basculamento de uma caçamba deve levar em conta as leis fundamentais da mecânica (Leis de Newton) e as condições de equilíbrio estático (somatório de forças e momentos iguais a zero).

5.1. ANÁLISE DA GEOMETRIA DO SISTEMA

O projeto de um sistema indireto de basculamento é tradicionalmente estabelecido através de um método gráfico obtido diretamente um desenho feito com auxílio de um sistema CAD. Assim, algumas medidas iniciais são estabelecidas aleatoriamente e o dimensionamento do mecanismo é feito em função das condições inicial e final do problema através do CAD. No entanto, neste procedimento, as possíveis geometrias não são totalmente exploradas. SILVA *et al.* (2006) afirmam que os métodos gráficos de solução de problemas que envolvem mecanismos, permitem boa visualização do mecanismo e propiciam uma solução rápida, mas sua precisão é limitada. Segundo SILVA *et al.* (2006), o método algébrico expressa o problema através de equações matemáticas que podem ser manuseadas por computadores com alto grau de precisão em todas as possíveis posições do mecanismo.

Para projetar o mecanismo do sistema indireto de basculamento através de um método algébrico é necessário conhecer quais são as variáveis geométricas que regem o funcionamento e os aspectos construtivos do mecanismo.

A Figura 5.1 ilustra os componentes do Sistema Indireto de Basculamento. O mecanismo é acionado por um cilindro hidráulico AB de simples ação, com mancal inferior **A** fixado ao chassi inferior da caçamba e ao mancal superior **B** da base do sistema indireto, que por sua vez está conectado ao braço CD através do mancal **C**. Este braço bascula o chassi superior, articulado em **F**, através do mancal **D**.

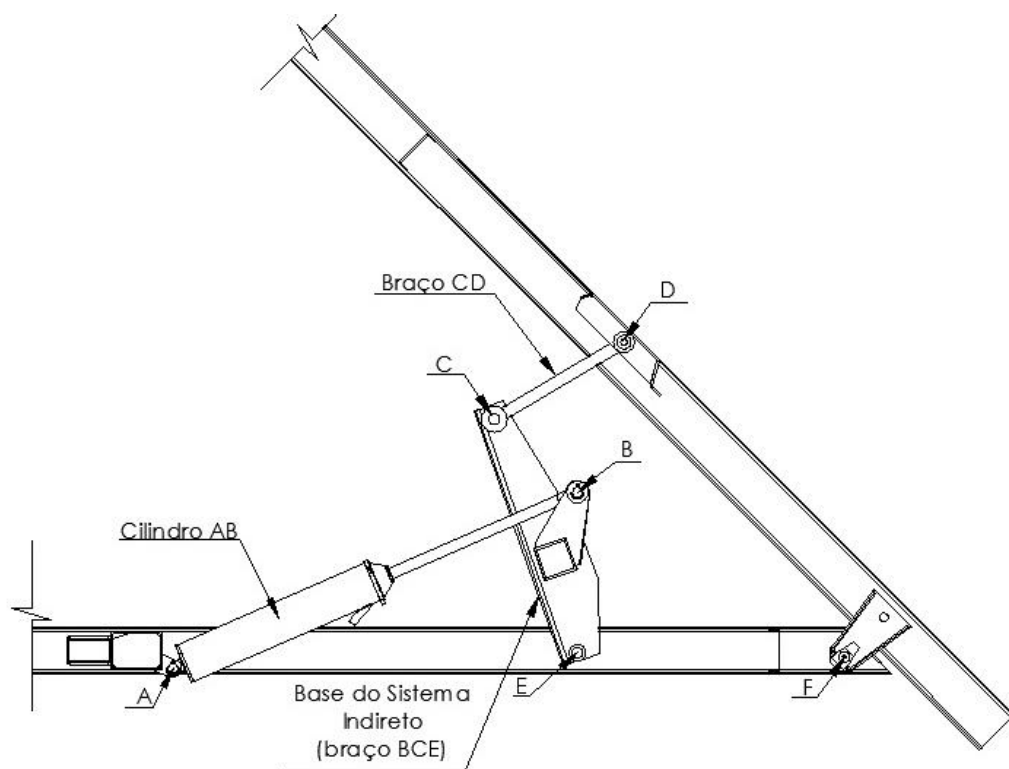


Figura 5.1 - Componentes do Sistema Indireto de Basculamento

Na Figura 5.2 são apresentadas algumas das variáveis definidas para encontrar a solução do problema. O posicionamento da carga sobre o chassi da caçamba depende do comprimento da caçamba e do balanço traseiro do implemento, que por sua vez dependem da análise da distribuição de carga sobre o caminhão. Estando definidas a capacidade de carga, o comprimento e o balanço traseiro da caçamba, o valor da carga W e a distância D_3 (que vai do centro de gravidade da carga W ao mancal F) são estabelecidos. O posicionamento dos mancais A , B , C , D e E , dependem da análise geométrica do mecanismo como um todo.

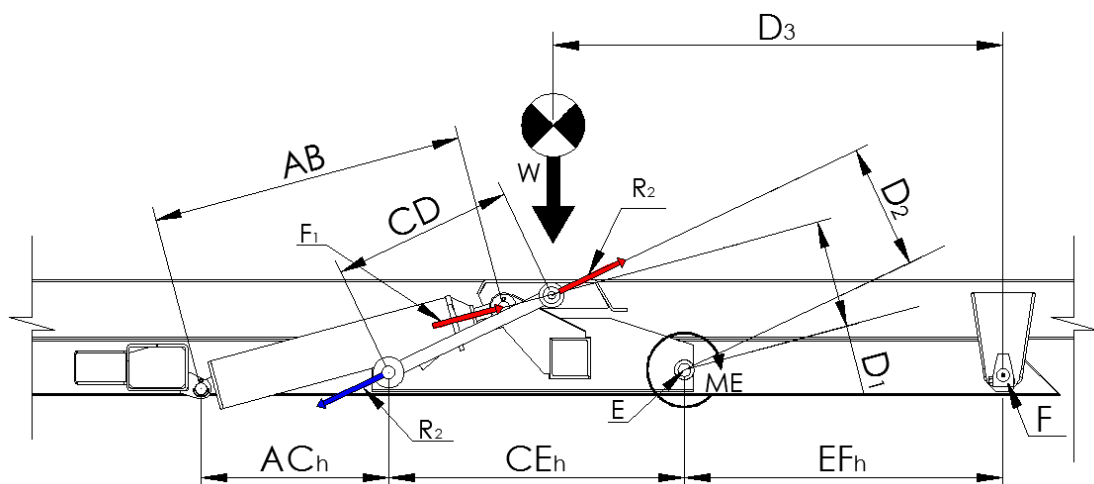


Figura 5.2 - Variáveis do Problema

A geometria de funcionamento do sistema indireto pode ser estabelecida em duas condições básicas, que neste trabalho serão chamadas de **Condição Inicial** e **Condição Final**.

A **Condição Inicial**, ilustrada na Figura 5.3, estabelece que os componentes do mecanismo devem ser dimensionados para que antes do basculamento, a peça denominada base do sistema indireto (base do S.I.) fique alinhada com o chassi e os cilindros devem estar com os pistões recolhidos, porém deixando uma abertura inicial de 10 a 20 mm. Segundo o fabricante de caçambas, esta abertura serve para garantir que os erros dimensionais inerentes ao processo de fabricação de uma caçamba basculante não venham a impedir que os cilindros sejam instalados.

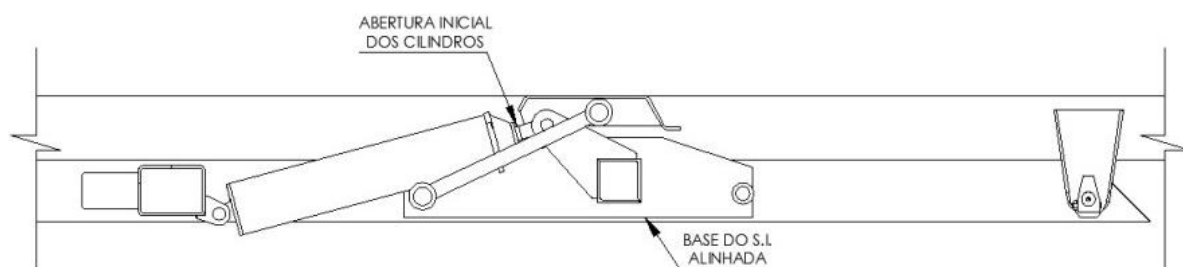


Figura 5.3 - Condição Inicial: posição inicial dos cilindros e alinhamento da base do sistema indireto

A **Condição Final** estabelece que, após a abertura completa dos cilindros, o ângulo de basculamento do chassi seja de pelo menos 45° , como pode ser visto na Figura 5.4.

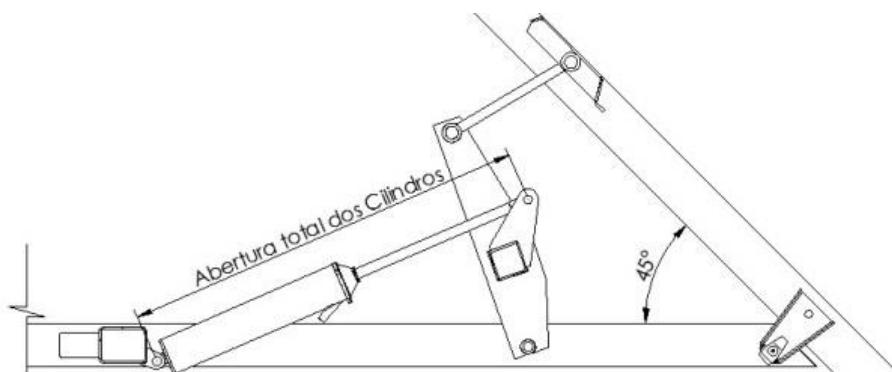


Figura 5.4 - Condição Final: abertura total dos cilindros e ângulo de 45°

Assim, é necessário encontrar os valores das incógnitas do problema que satisfaçam estas duas condições.

O desenvolvimento completo das equações obtidas através da análise das relações geométricas estabelecidas pelas condições final e inicial está demonstrado no Apêndice A

deste trabalho. A seguir, são apresentadas as equações finais obtidas por este desenvolvimento matemático.

5.1.1. Análise Geométrica do Sistema na Condição Inicial:

Para encontrar as equações que relacionam as variáveis geométricas, analisa-se primeiramente a geometria do sistema na posição inicial, a fim de determinar as relações geométricas desta posição que deverão ser respeitadas na Condição Final.

Na Figura 5.5, as seguintes dimensões são conhecidas a partir do alinhamento horizontal do sistema:

AB1 – Distância entre os mancais **A** e **B** (cilindro fechado mais abertura inicial);

AEv – Distância vertical entre os mancais **A** e **E**;

BEh – Distância horizontal entre os mancais **B** e **E**;

BEv – Distância vertical entre os mancais **B** e **E**;

EFh – Distância horizontal entre os mancais **E** e **F**;

EFv – Distância vertical entre os mancais **E** e **F**;

DFh – Distância horizontal entre os mancais **D** e **F**;

DFv – Distância vertical entre os mancais **D** e **F**.

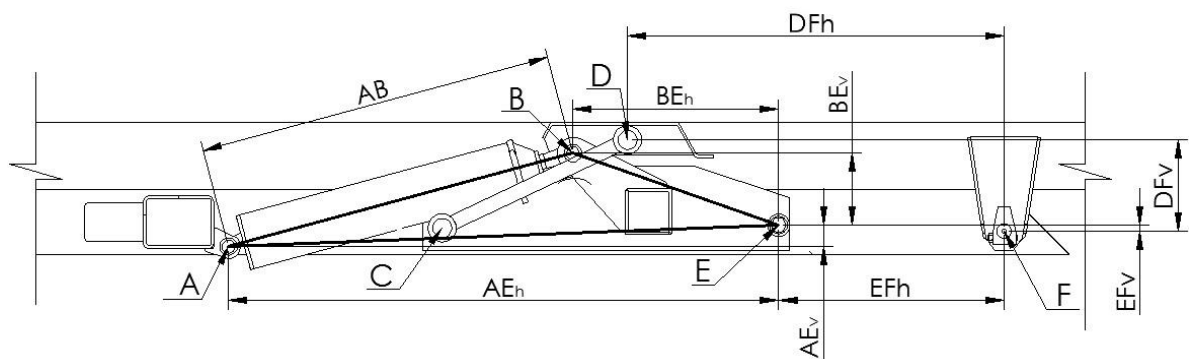


Figura 5.5–Condição inicial – formação do triângulo **ABE**

A partir das relações trigonométricas, são conhecidos o segmento **BE** e os ângulos do triângulo **ABE**. Na sequência, é construído um triângulo ligando os mancais **B**, **C** e **E**, conforme mostrado na Figura 5.6. A partir das equações obtidas no triângulo **ABE**, pode-se determinar as equações que definem os segmentos **BC** e **CE**.

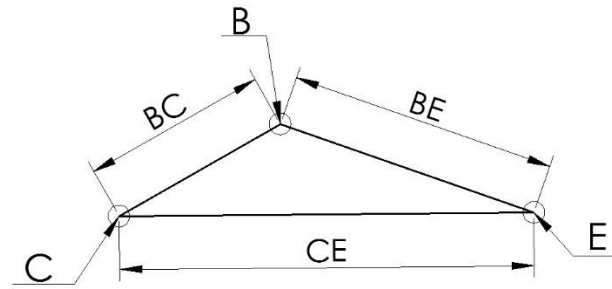


Figura 5.6 - Triângulo **BCE**

Ainda considerando o chassi na condição inicial, dois triângulos adjacentes são construídos: o triângulo **CDE** (formado por segmentos que ligam os mancais **C**, **D** e **E**) e o triângulo **DEF** (formado por segmentos que ligam os mancais **D**, **E** e **F**), conforme mostra a Figura 5.7. A partir desta figura, obtém-se a Equação 5.1.

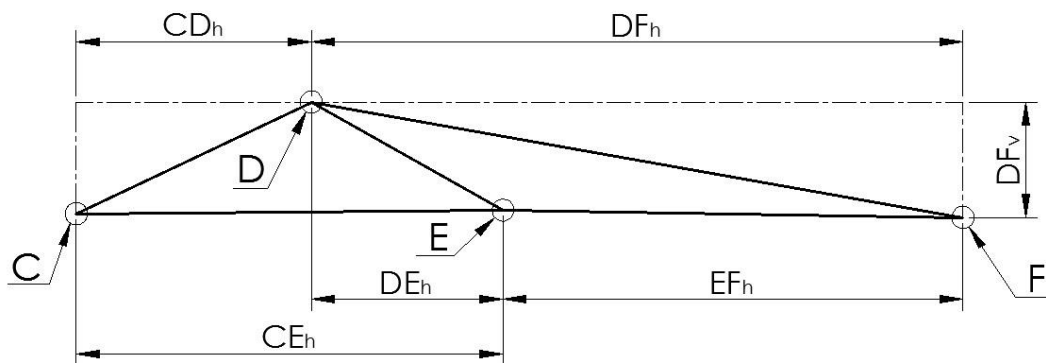


Figura 5.7 – Triângulos CDE e DEF

$$DF_h = EF_h + DE_h \quad (5.1)$$

Onde **DEh** é a distância horizontal entre os mancais **D** e **E**.

5.1.2. Análise Geométrica do Sistema na Condição Final:

A partir dos parâmetros e das equações obtidas analisando a Condição Inicial, deve-se determinar os parâmetros e as equações que vão satisfazer as restrições estabelecidas pela Condição Final. A Figura 5.8 apresenta o triângulo formado pelos mancais **A**, **B** e **E** com o cilindro totalmente aberto e a caçamba basculada a 45° (na condição final), além das distâncias entre os mancais **C**, **D** e **E** que compõe a base do S.l..

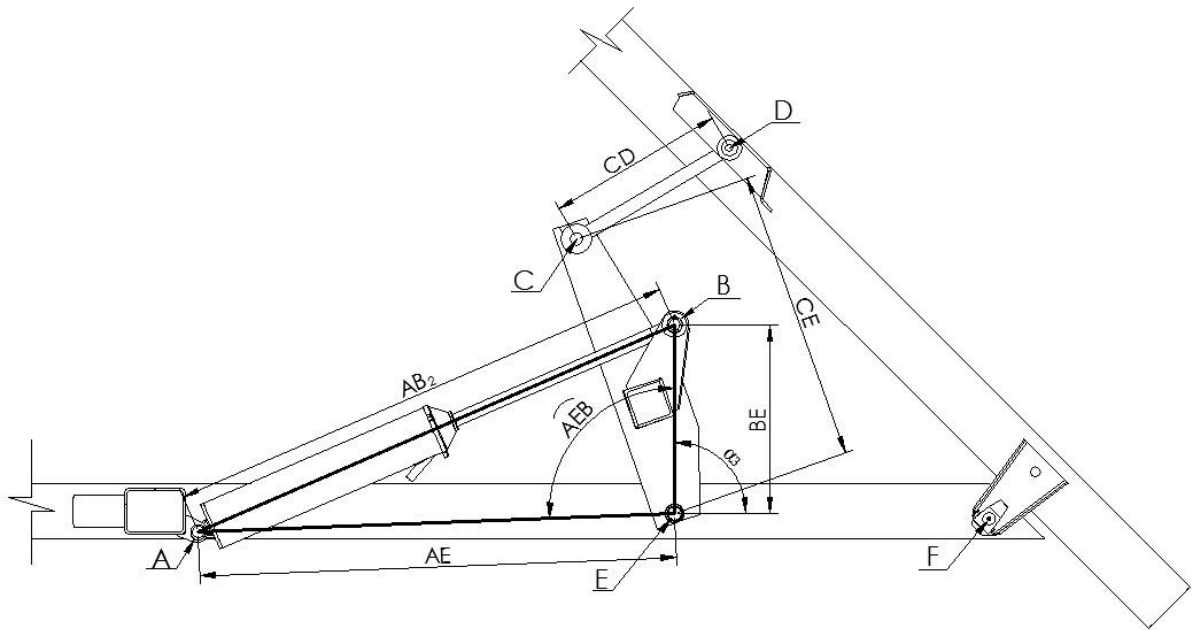


Figura 5.8 - Triângulo ABE após o basculamento

Onde as seguintes variáveis são conhecidas:

AB₂ – Distância entre os mancais **A** e **B** após a abertura completa dos cilindros;

∠AEB – Ângulo entre os segmentos **AE** e **BE**;

α₃ – Ângulo entre a reta **BE** e a horizontal;

CD – Distância entre os mancais **C** e **D**;

CE – Distância entre os mancais **C** e **E**.

Ao analisar a região em torno do mancal **F** separadamente, são obtidas algumas relações e variáveis secundárias que fazem parte da solução do problema. Na Figura 5.9 é definido o ponto **F''**, que está localizado no encontro dos prolongamentos dos segmentos **DFh** e **DFv**. O ponto **F'** é a projeção do mancal **F** sobre o segmento horizontal que passa pelo mancal **E**. O ponto **F'''** é o ponto de encontro dos prolongamentos dos segmentos **EFh** e **DFh**. O ângulo final de basculamento (**θ**) é o ângulo que o chassi superior forma com o chassi inferior após a abertura completa do cilindro **AB**, e segundo os fabricantes de caçambas basculantes, este ângulo deve ser de no mínimo de 45°.

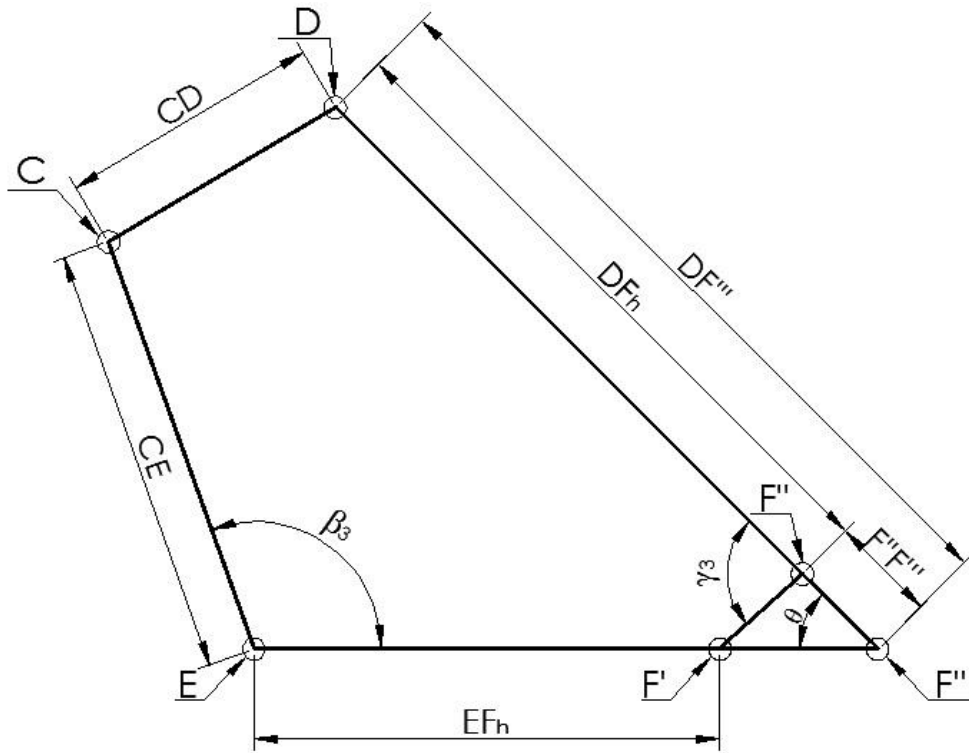


Figura 5.9 - Mancais C, D e E com os pontos F', F'' e F'''

Com base na Figura 5.9, é estabelecida a seguinte equação:

$$DF''' = DF_h + F''F''' \quad (5.2)$$

Onde:

DF''' – Distância do mancal **D** até o ponto **F'''**;

F''F''' – Distância entre os pontos **F''** e **F'''**;

5.1.3. Equação final obtida pela análise das condições final e inicial:

Com base nas condições geométricas estabelecidas nas condições final e inicial, é possível estabelecer a Equação 5.3 que define a geometria do sistema.

$$\left(d \times \frac{(1-\cos\theta)}{c}\right) \times EF'''^2 + \left\{2 \times a + d \times \left[\frac{(b-\cos\theta \times (a+b))}{c} - \sin\theta\right]\right\} \times EF''' + CE^2 - CD^2 + a^2 + \times -d \times \frac{(a \times b \times \cos\theta)}{c} - d \times a \times \sin\theta = 0 \quad (5.3)$$

Assim, resolvendo a Equação 5.3, é encontrado o valor de **EF'''**, que é retomado na Equação 5.2 para determinar **DF_h**, que por sua vez é usado na Equação 5.1 e a partir daí todas as posições dos mancais, que respeitam as condições inicial e final impostas pelo

problema, podem ser calculadas. Conhecendo a geometria, as equações que determinam as forças que atuam no sistema indireto são determinadas.

5.1.4. Comparação de Resultados

Realizando uma comparação das dimensões de um projeto atual de sistema indireto, cujo desenvolvimento foi feito através de um método gráfico, com os resultados obtidos através do método algébrico que foi estabelecido, é possível verificar se os resultados obtidos com os dois métodos são compatíveis. Esta comparação está apresentada na Tabela 5.1 a seguir.

Tabela 5.1 - Dimensões reais X Resultados obtidos analiticamente

VALORES CONHECIDOS			
Variáveis	Dim. (mm)	Variáveis	Dim. (mm)
AB1 (fechado)	1 218,75	P.D_v	170,50
AB2 (aberto)	2 050,00	P.E_v	100,00
AE_v	73,07	P. F_v	80,00
BE_h	703,00	h. sup.	220,00
BE_v	244,50	DF_v	290,50
CE_h	1 150,00	EF_v	20,00
CE_v	10,00	θ	44,95
CD	701,20		
RESULTADOS OBTIDOS			
Componentes	Dimensionamento atual dos componentes (mm)	Valores obtidos através do equacionamento (mm)	Diferença percentual
EF_h	1 240,00	1 240,26	0,02%
DF_h	1 756,45	1 756,72	0,02%
AE_h	1 879,65	1 879,65	0,00%

A observação da Tabela 5.1 mostra que diferença percentual entre os resultados obtidos foi da ordem de 0,02%. Portanto, pode-se comprovar que as equações encontradas para solucionar o problema são válidas, uma vez que o erro encontrado é desprezível.

5.2. LEVANTAMENTO DAS FORÇAS ENVOLVIDAS NO SISTEMA

Segundo Marrucci (2010), empresa fabricante de cilindros hidráulicos, para realizar o dimensionamento dos cilindros deve-se considerar a força exercida pelo cilindro na posição inicial de basculamento. Nesta posição a caçamba se encontra totalmente carregada e o cilindro se encontra na posição mais crítica de esforço. De acordo com a Figura 5.10, nesta posição o cilindro AB exerce uma força F_1 que provoca um momento ME em torno do mancal E . Pela ação do momento em E , o braço CD é impulsionado pela base do sistema indireto em virtude da conexão existente no mancal C . Este braço irá exercer uma força F_2 , através do mancal D no chassi superior, provocando o momento MF em torno do mancal F conforme mostra a Figura 5.11. Este momento é responsável pelo basculamento da caixa de carga da caçamba. A força R_2 é a resistência imposta pelo braço CD à base do sistema indireto e tem mesma intensidade e direção da força F_2 , porém em sentido contrário. A distância D_1 é a distância da linha de ação da força F_1 ao mancal E e D_2 é a distância da linha de ação da força de resistência R_2 ao mancal E . A distância D_3 é a distância da linha de ação da força provocada pela carga W ao mancal F e D_4 é a distância da linha de ação da força F_2 ao mancal F .

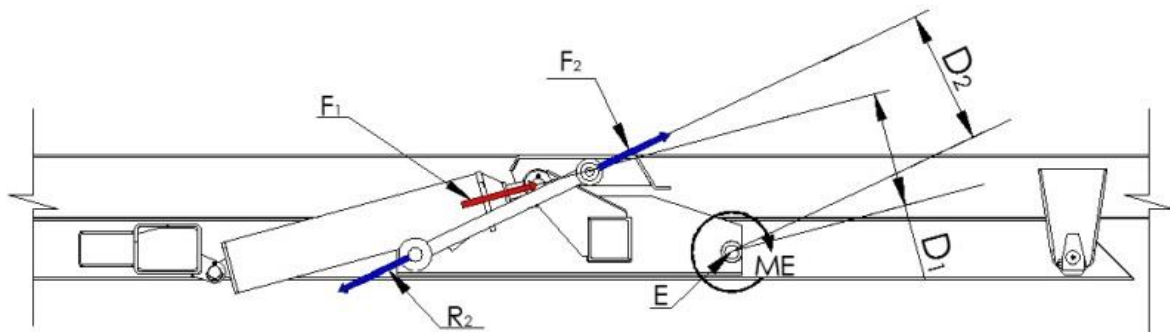


Figura 5.10 - Análise das forças que geram momento em torno do mancal E

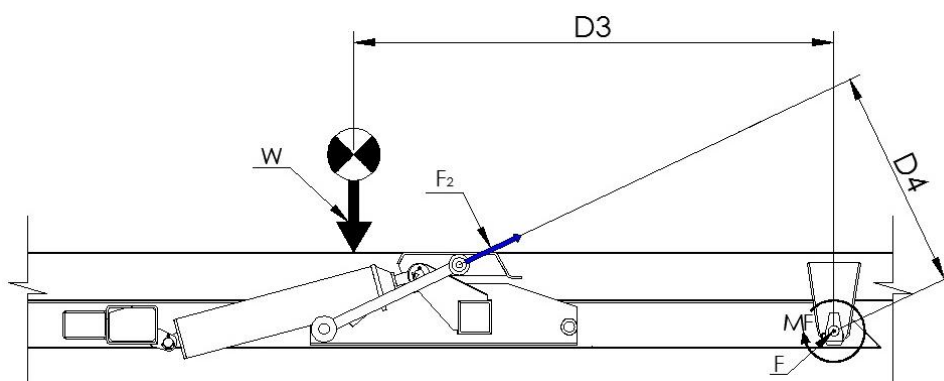


Figura 5.11 - Análise das forças que geram momento em torno do mancal F

A equação da força de resistência $\mathbf{R}_2$ é formulada levando-se em conta, que a força $\mathbf{F}_2$ deve vencer o momento $\mathbf{ME}$ proporcionado pela carga estática distribuída na caixa de carga sobre o chassi da caçamba. Assim tem-se:

$$ME = F_1 \times D_1 - R_2 \times D_2 = 0 \quad (5.4)$$

$$R_2 = \frac{F_1 \times D_1}{D_2} \quad (5.6)$$

$$F_2 = -R_2 \quad (5.7)$$

Fazendo a somatória dos momentos em torno do mancal $\mathbf{F}$, tem-se:

$$MF = F_2 \times D_4 - W \times D_3 = 0 \quad (5.8)$$

$$F_2 = \frac{W \times D_3}{D_4} \quad (5.9)$$

Assim, usando a Equação 5.9, obtém-se o valor da força $\mathbf{F}_2$ exercida pelo braço CD, necessária para o basculamento da caçamba. Retornando o valor de $\mathbf{F}_2$ na Equação 5.7, calcula-se o valor de $\mathbf{R}_2$. Retomando a Equação 5.4 em termos de $\mathbf{F}_1$, obtém-se a Equação 5.10 a seguir. Assim a força $\mathbf{F}_1$ exercida pelo cilindro $\mathbf{AB}$ será conhecida.

$$F_1 = \frac{R_2 \times D_2}{D_1} \quad (5.10)$$

Desta maneira, através das equações das forças $\mathbf{F}_1$ e $\mathbf{F}_2$, cujos parâmetros podem ser determinados através da Equação 5.3 e conhecendo o espaço de cada uma das variáveis, é possível investigar todo o espaço de projeto de um sistema indireto. Com isso, pode-se obter uma geometria na qual as forças $\mathbf{F}_1$ e $\mathbf{F}_2$ sejam as menores possíveis, ou ainda, que a combinação das duas forças seja a que vai gerar menos esforços sobre os componentes mecânicos do sistema indireto.

5.3. DIMENSIONAMENTO DO BRAÇO CD POR FLAMBAGEM

O braço CD é o elemento de ligação entre os mancais $\mathbf{C}$ e $\mathbf{D}$, responsável por transmitir a força de basculamento $\mathbf{F}_1$ ao chassi superior da caçamba. Este componente é esbelto, possui um comprimento razoável e está sujeito a um esforço de compressão. Hibbeler (2009) afirma que alguns elementos estruturais podem estar sujeitos a carga de compressão e, se forem compridos e esbeltos, a carga poderá ser grande o suficiente para provocar uma deflexão ou uma oscilação lateral.

Elementos estruturais compridos e esbeltos são denominados colunas, a deflexão lateral é chamada de flambagem e a carga limite para provocar a flambagem denomina-se carga crítica. As colunas devem ser dimensionadas para a carga crítica de flambagem, a fim de se evitar o colapso da estrutura causado por este efeito.

Hibbeler (2009) estabelece as equações para se determinar a carga crítica e a tensão crítica. Estas equações dão origem à curva conhecida como “Curva de Euler”.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{KLc^2} \quad (5.11)$$

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{(KLc/r)^2} \quad (5.12)$$

$$r = \sqrt{I / A} \quad (5.13)$$

P_{cr} : Carga axial crítica para flambagem;

E: Módulo de elasticidade do material;

I: Menor momento de inércia da área da seção transversal;

K: Fator de comprimento efetivo;

Lc: Comprimento da coluna;

σ_{cr}: Tensão crítica;

r: Raio de giração;

A: Área da seção transversal.

Contudo, Beer (1995) e Hibbeler (2009) afirmam que os cálculos de tensão crítica realizados pela curva de Euler são válidos apenas se a flambagem ocorrer na fase elástica e se os elementos, submetidos a compressão, forem perfeitamente retos sob cargas perfeitamente concêntricas. Na prática, estas condições dificilmente acontecem e a flambagem só ocorre no regime elástico em barras com índices de esbeltez (**L/r**) menores que 100. Abaixo deste valor, nas chamadas colunas curtas e intermediárias, a flambagem ocorre no regime não linear de deformação, ou seja, no regime plástico. Por isso, diversos institutos e estudiosos do assunto desenvolveram fórmulas empíricas, baseadas em experimentos, para poder dimensionar estes elementos estruturais com segurança.

Beer (1995) apresenta as fórmulas do *American Institute of Steel Construction* (AISC) para o dimensionamento de colunas sujeitas a ação de forças centradas fabricadas em aço

estrutural. Inicialmente, calcula-se o índice de esbeltez crítico (C_c) para o material, em função do limite de escoamento usando a Equação 5.14. Este índice indica o limite do índice de esbeltez, a partir do qual, a fórmula de Euler pode ser usada. Para colunas com L/r abaixo deste valor, deve ser utilizada as fórmulas empíricas para calcular a tensão admissível (σ_{adm}) sobre a coluna, que segundo o método da AISC é dado pela Equação 5.15.

$$C_c = \frac{2\pi^2 E}{\sigma_e} \quad (5.14)$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{C.S.} \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{Lc/r}{C_c} \right)^2 \right] \quad (5.15)$$

C_c : Índice de esbeltez crítico;

σ_e : Limite de escoamento do material;

σ_{adm} : Tensão admissível para o projeto da coluna.

Em uma análise prévia, comprovou-se que a coluna transmissão do mecanismo (braço **CD**) possui índice de esbeltez abaixo de C_c para o material e por isso a Equação 5.15 deverá ser usada para o dimensionamento deste componente.

CAPÍTULO V

ESPAÇO DE PROJETO

O espaço de projeto pode ser entendido como sendo o intervalo de valores que cada uma das variáveis pode assumir. O posicionamento dos mancais e as dimensões da caçamba vão determinar as cargas sobre o sistema indireto em função da massa que a caçamba irá transportar.

Butkewitsch & Steffen Jr.(2002) afirmam que “do ponto de vista matemático, várias soluções podem ser encontradas dentro de um espaço de projeto definido. No entanto, a partir de uma perspectiva de engenharia, nem todas estas soluções são realmente viáveis.”

Uma vez que um dos objetivos deste trabalho é avaliar uma solução real de projeto, alguns parâmetros e dimensões serão tomados a partir de um projeto existente e implementado pela empresa Aguiar Implementos Rodoviários Ltda. O posicionamento vertical dos mancais está diretamente relacionado com a altura das longarinas superior e inferior do chassi, **h.sup.** e **h.inf.** (Figura 6.1), respectivamente, cujos valores não serão modificados, pois tais mudanças implicariam em alterações no processo produtivo. No projeto atual, estas alturas são, respectivamente, 230 e 220 mm, conforme será mostrado a seguir. Por sua vez, o dimensionamento do cilindro AB dependerá da disponibilidade de cilindros comerciais.

6.1. POSICIONAMENTO VERTICAL DOS MANCAIS

Para efeito de localização vertical dos mancais, a face inferior da longarina do chassi da caçamba onde se encontra o mancal analisado será usada como origem do sistema de referência e as coordenadas dos mancais são definidas em relação a estas faces.

O mancal **F** é responsável pelo basculamento da caçamba. Este mancal tem altura definida em função de diversos aspectos construtivos. Uma vez que este modelo de mancal

é comum a todos os modelos de caçamba produzidos pela indústria citada, seu posicionamento, apresentado na Figura 6.1, por $P.F_v$, não será modificado e permanecerá com a medida de 80 mm.

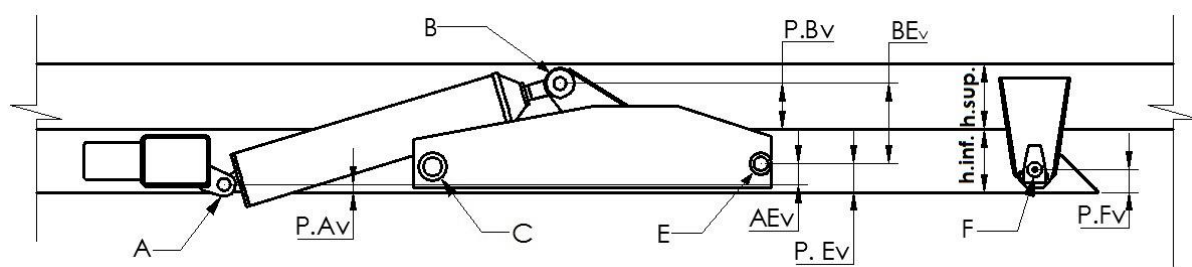


Figura 6.1 - Posição vertical dos mancais A, B, E e F

Observando a Figura 6.1, percebe-se que o mancal **A** pode ficar com a extremidade um pouco abaixo da aba inferior do chassi inferior. Porém, se a posição deste mancal ($P.A_v$) ficar muito abaixo da longarina, pode haver problemas de instalação da caçamba sobre o caminhão, em função da presença de travessas do chassi do caminhão que por ventura estejam na mesma posição do mancal **A**. O projeto atual atende a esta condição, com o centro do mancal **A** posicionado 27 mm acima da aba inferior da longarina do chassi. Nesta posição a protuberância gerada pelo mancal não tem causado problemas de instalação e por isso será adotada como a altura mínima do mancal **A**. A altura máxima do mancal **A** está relacionada com a altura das longarinas e com o posicionamento do cilindro. A distância da linha de ação da força exercida pelo cilindro AB até o mancal **E** deve ser maior que zero, a fim de proporcionar um momento no sentido horário em torno de **E**. Observando estes aspectos o mancal **A** terá altura máxima de 450 mm, que é a altura das duas longarinas somadas.

O mancal **E** não pode ficar muito próximo da aba inferior da longarina inferior, porque se isto acontecer a resistência da longarina nesta região será prejudicada. Além disso, deve-se evitar protuberâncias abaixo da longarina inferior, pelo mesmo motivo apresentado ao descrever o posicionamento do mancal **A**. Considerando estas duas condições, a altura mínima do mancal **E**, indicado na Figura 6.1 por $P.E_v$, será de 80 mm, tendo em vista que o posicionamento do mancal **F** também possui esta dimensão e não apresenta problemas de dimensionamento. A altura máxima de **E** fica limitada pela altura da longarina. Como o diâmetro total do mancal **E** é de 80 mm, $P.E_v$ máximo será de 165 mm.

A posição do mancal **C** depende diretamente da posição do mancal **E**, pois estão conectados ao mesmo braço na base do sistema indireto. Assim, também levando-se em conta os aspectos construtivos da base do sistema indireto, a posição do mancal **C**, indicada na Figura 6.2 por $P.C_v$ terá o valor mínimo de 70 mm e máximo de 185 mm.

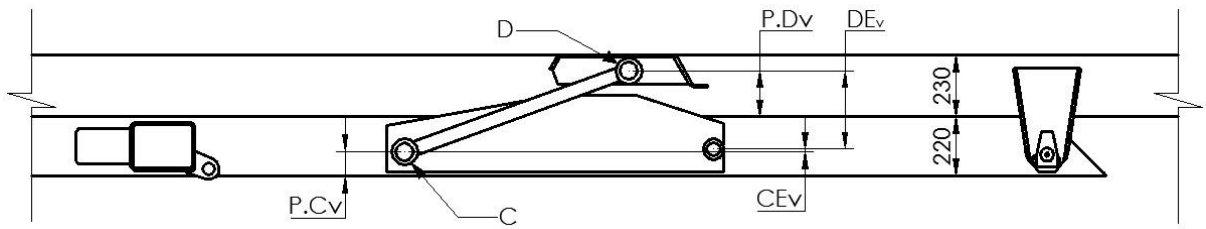


Figura 6.2 - Posição vertical dos mancais C e D

A posição vertical dos mancais **B** e **D** são limitadas em cima pela aba superior da longarina superior, pela espessura do mancal que recebe o pino e pela presença da travessa que recebe o mancal **D**, fixada ao chassi superior. Sendo assim, as posições dos mancais **B** e **D** devem ficar no mínimo a 60 mm abaixo da aba superior da longarina. Subtraindo da altura da longarina superior, 230 mm, $P.B_v$ e $P.D_v$ máximos serão iguais a 170 mm. O mancal **D** não tem muito espaço para descer na longarina, devido à travessa que o sustenta. Assim, o valor mínimo de $P.D_v$ é de 150 mm. A altura mínima do mancal **B** fica condicionada ao mancal **E**, pois se os mancais **B** e **E** estiverem alinhados com a linha de ação da força exercida pelo cilindro AB, o momento em torno do mancal **E** será zero e o mecanismo não funcionará. Além disso, se o cilindro AB ficar menos inclinado, a componente horizontal da força **F1** aumentará e as cargas sobre os mancais **E** e **F** ficarão maiores, portanto a dimensão mínima de BE_v fica estabelecida como sendo 200 mm. Considerando que o valor mínimo de $P.E_v$ é de 80 mm, e a altura da longarina inferior de 220 mm, a altura mínima do mancal **B** em relação à aba inferior da longarina superior do chassi $P.B_v$ será 60 mm.

A seguir são estabelecidas as equações usadas para calcular as outras dimensões verticais necessárias à resolução do problema:

$$AE_v = P.E_v - P.A_v \quad (6.1)$$

$$BE_v = P.B_v + (h.inf. - P.E_v) \quad (6.2)$$

$$CE_v = P.E_v - P.C_v \quad (6.3)$$

$$DE_v = P.D_v + (h.inf. - P.E_v) \quad (6.4)$$

$$EF_v = P.E_v - P.F_v \quad (6.5)$$

$$DF_v = P.D_v + (h.inf. - P.F_v) \quad (6.6)$$

Com base nas informações e equações apresentadas, são estabelecidos os valores máximo e mínimo das variáveis que dependem do posicionamento vertical dos mancais. A Tabela 6.1 relaciona estes intervalos.

Tabela 6.1 - Intervalos do posicionamento vertical dos mancais (valores em mm)

VARIÁVEL	VALOR MÍNIMO	VALOR MÁXIMO	INTERVALO
$P.F_v$	80	80	0
$P.A_v$	27	350	323
$P.E_v$	80	165	85
$P.C_v$	70	80	10
$P.D_v$	150	170	20
$P.B_v$	60	170	110

6.2. POSICIONAMENTO HORIZONTAL DOS MANCAIS E COMPRIMENTO DOS CILINDROS E BRAÇOS

O posicionamento horizontal dos mancais **A**, **B**, **C**, **D** e **E**, em relação ao mancal **F**, são as variáveis de análise mais relevantes neste problema, uma vez que apresentam maior intervalo de variação. Conforme já mostrado anteriormente, as distâncias entre os mancais dependem da condição inicial e da condição final de basculamento. Estas distâncias foram relacionadas pela Equação 5.3 e estão indicadas na Figura 6.3 e Figura 6.4.

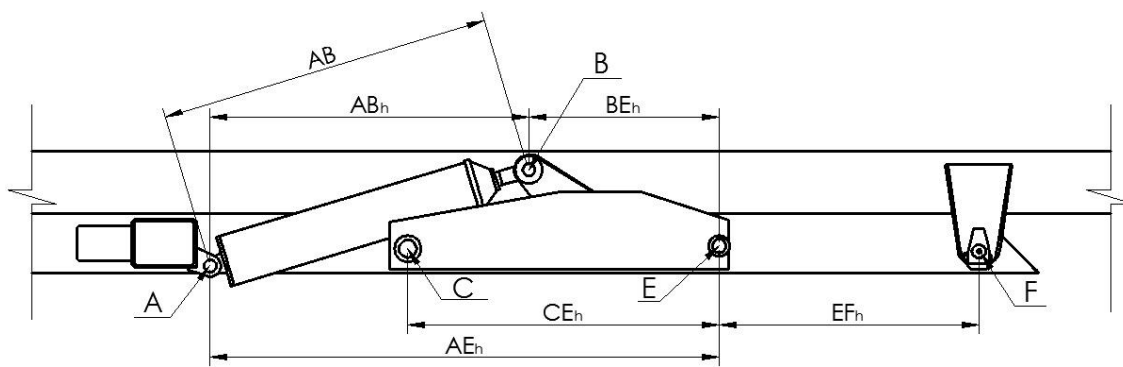


Figura 6.3 - Posição horizontal dos mancais A,B,C, E e F

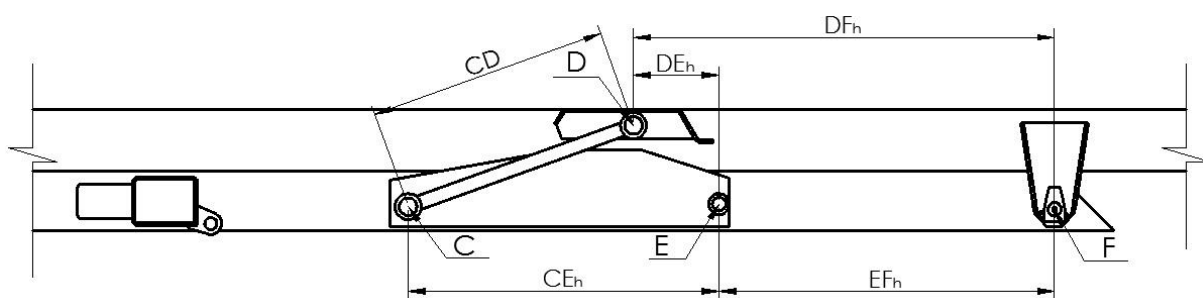


Figura 6.4 - Posição horizontal dos mancais C e D

A condição inicial (cilindro AB recolhido, chassis e sistema indireto alinhados horizontalmente) define a distância entre os mancais **A** e **B** em função do comprimento fechado do cilindro. O cilindro AB possui algumas configurações de comprimento diferentes, sendo as mais comumente encontradas no mercado aquelas apresentadas na Tabela 6.2. Estas opções foram extraídas do catálogo das Indústrias Marrucci (fornecedor de cilindros hidráulicos da Aguiar Implementos Rodoviários).

Tabela 6.2 - Cilindros hidráulicos Marrucci (disponível em: www.marrucci.com.br)

MODELO	CURSO ÚTIL (mm)	500	650	850	1 200	DIÂMETRO (pol)	CARGA (ton)
CHM 100	COMPRIMENTO FECHADO (mm)	871	971	1 161	1 566	8	46
CHM 150		880	971	1 161	1 478	7	36
CHM 200		871	971	1 161	-	6	25

O projeto atual trabalha com dois cilindros de diâmetro 7" (sete polegadas), de comprimento fechado de 1 161mm e curso de 850 mm. Este cilindro tem capacidade de carga de 36 000 kgf (aproximadamente 360 kN). No entanto, as outras possibilidades de cilindro demonstradas na Tabela 6.2 deverão ser avaliadas. A variável **AB1** é dada pelo comprimento fechado do cilindro com um acréscimo de 10 mm, enquanto que a variável **AB2** é a soma do comprimento fechado do cilindro mais o curso que ele possui, ou seja, a dimensão aberta do cilindro.

O comprimento do braço **CD** tem o valor mínimo definido pela menor distância entre os mancais **C** e **D**. Esta condição acontecerá se o braço ficar na posição vertical, assim, **CD** mínimo será igual a **CD_v**. O comprimento **CD_v** depende do posicionamento vertical dos mancais **C** e **D** e pode ser definido pela Equação 6.7. A partir dos dados fornecidos da Tabela 6.1, pode-se determinar o valor de **CD_v** mínimo.

$$CD_v = h.inf. - P.C_v + P.D_v \quad (6.7)$$

O maior comprimento do braço **CD** não pode ultrapassar a distância entre os mancais **C** e **F**. Contudo, se o braço **CD** for muito longo ele estará mais suscetível à ocorrência de flambagem se não for dimensionado adequadamente. Este elemento está diretamente sujeito à ação da força **F2**, por isso, em virtude da esbelteza do elemento, diminuir a intensidade da força **F2** pode não ser muito vantajoso se o comprimento desta peça aumentar muito. Sendo assim, mesmo que o espaço geométrico permita braços **CD** de grande comprimento, é

interessante que se tenha braços menores para evitar o risco de flambagem. Desta forma, o comprimento **CD** máximo será limitado em 1 500 mm para que a barra de ligação entre os mancais **C** e **D** não fique muito longa e sujeita à flambagem.

A distância horizontal entre os mancais **E** e **F** (**EFh**) não pode ser menor do que 115 mm, pois nesta medida os mancais estariam encostados. Observando que isto seria inútil do ponto de vista construtivo, **EFh** terá o valor mínimo fixado em 200 mm. Já o maior valor de **EFh** depende do comprimento máximo (**CR**) e do balanço traseiro (**BT**) da caçamba, demonstrados na Figura 3.14. Assim, **EFh** máximo é dado pela Equação (6.8), na qual é necessário conhecer o valor mínimo de **AEh**, que será analisado posteriormente, e **CR** e **BT** que dependem da análise de distribuição de carga sobre os eixos do caminhão mencionada no Item 3.4.

$$EF_h^{máx.} = CR - BT - AE_h^{mín} \quad (6.8)$$

A base do sistema indireto é uma peça que une os mancais **B**, **C** e **E**. Na definição desta peça, existem duas dimensões horizontais que são variáveis do problema: **BEh** e **CEh**. A dimensão **BEh** terá o valor mínimo fixado em zero. Valores negativos não serão avaliados em função dos aspectos construtivos, por que a presença da travessa que recebe os mancais em **B** ocuparia o espaço do cilindro AB. Esta situação é ilustrada na Figura 6.5. Caso a análise feita com a Equação 5.3 demonstre vantagem em valores negativos para **BEh**, uma nova configuração do mecanismo poderá ser criada para viabilizar esta condição.

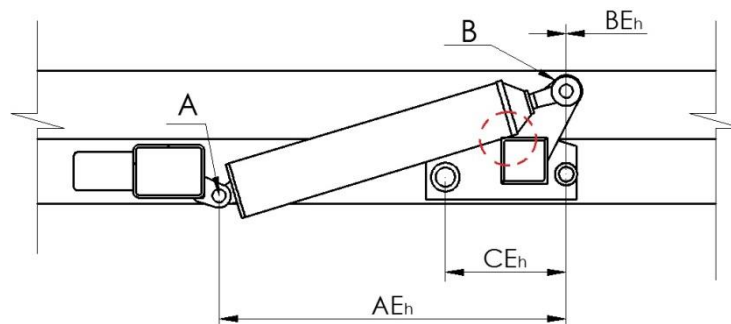


Figura 6.5 - Dimensão mínima de **BEh** gerando interferência entre travessa e cilindro

A dimensão máxima de **BEh**, dependerá do comprimento máximo da caçamba. Observando a Figura 6.3, percebe-se que a soma das dimensões **AEh** e **EFh** não pode ultrapassar a dimensão que vai da frente da caçamba até o mancal **F**. Se isto acontecer, a travessa onde é fixado o mancal **A** não ficaria abaixo da caixa de carga do implemento. Esta situação prejudicaria o posicionamento da caçamba sobre o caminhão, bem como a instalação do reservatório de óleo dos cilindros que é instalado a frente da travessa que recebe os mancais em **A**.

AEh é a soma de **ABh** e **BEh**, onde **BEh** máximo será calculado através da Equação 6.9.

$$BE_h^{máx.} = CR - BT - AB_h^{mín} - EF_h^{mín} \quad (6.9)$$

ABh é calculado pela Equação 6.10:

$$AB_h = AB \times \cos \beta_1 \quad (6.10)$$

O ângulo β_1 é o ângulo que a linha de ação da força exercida pelo cilindro AB faz com a horizontal e é dado pela Equação 6.11. Substituindo os valores encontrados na Tabela 6.1 e Tabela 6.2 na Equação 6.11 e posteriormente nas Equações 6.12 e 6.9, tem-se o valor máximo de **BEh**:

$$\beta_1 = \sin^{-1} \left(\frac{BE_v + AE_v}{AB} \right) \quad (6.11)$$

$$AB_h^{mín} = AB \times \cos \beta_1 \quad (6.12)$$

O menor valor possível para a dimensão **CEh** aconteceria quando os mancais **C** e **E** estivessem encostados, ou seja, 80 mm, caso esta dimensão fosse funcional. Assim, o menor **CEh** a ser avaliado neste trabalho será de 200 mm, garantindo o mínimo da funcionalidade da peça. O valor máximo de **CEh** é calculado em função do espaço que existe entre os mancais **A** e **E**. Portanto, **CEh** máximo é dado pelo valor máximo de **AEh** menos 50 mm, para garantir que o mancal **C** não atinja a travessa que sustenta os mancais inferiores do cilindro em **A** durante o basculamento.

$$CE_h^{máx.} = AE_h^{máx} - 50 \quad (6.13)$$

A distância horizontal mínima entre os mancais **A** e **E** (**AEh**), acontecerá quando o mancal **B** estiver na posição mais próxima do mancal **F**. Isto ocorrerá se o mancal **B** estiver alinhado verticalmente com o mancal **E**, ou seja, quando **BEh** for igual a zero. Desta forma, o menor valor de **AEh** será igual ao mínimo de **ABh** calculado através da Equação 6.12. Para encontrar o maior valor de **AEh**, deve-se observar o quanto que o mancal **E** pode se aproximar do mancal **F**, ou seja, quando **EFh** for mínimo. Como já determinado na Tabela 6.1, o menor valor de **EFh** é de 200 mm. Assim, o **AEh** máximo será calculado por:

$$AE_h^{máx.} = CR - BT - EF_h^{mín} \quad (6.14)$$

Estando estabelecido o AE_h mínimo, pode-se calcular EF_h máximo usando a Equação 6.15

$$EF_h^{máx.} = CR - BT - AE_h^{mín} \quad (6.15)$$

Assim, as dimensões que definem o posicionamento horizontal dos mancais do Sistema Indireto estão relacionadas na Tabela 6.3 a seguir:

Tabela 6.3 - Dimensões horizontais e dimensões dos cilindros e braços em mm

VARIÁVEL	VALOR MÍNIMO	VALOR MÁXIMO	INTERVALO
AB1	871	1 566	695 (*)
AB2	1 371	2 766	1 395 (*)
CD	(**)	1 500	-
EF_h	310	(***)	-
BE_h	0	(***)	-
AE_h	1 113	(***)	-
CE_h	200	(***)	-
(*) a variação na dimensão do cilindro AB é discreta, vai do valor mínimo para o valor máximo conforme as dimensões dos cilindros apresentados na Tabela 6.2.			
(**) o valor mínimo de CD deve ser calculado pela Equação 6.7 toda vez que P.C_v e P.D_v forem alterados			
(***) estes valores dependem da definição do comprimento total (CR) e do balanço traseiro (BT) da caçamba			

6.3. VERIFICAÇÃO DAS SITUAÇÕES DE PONTO-MORTO FORMADAS NO SISTEMA INDIRETO

Mabie (1980) afirma que, ao projetar um mecanismo de quatro barras, é necessário tomar cuidado com o dimensionamento dos braços para evitar pontos mortos. O ponto morto ocorre quando a linha de ação da força de uma peça intermediária que transmite a força tiver a mesma direção da peça acionada. Esta situação pode provocar o travamento do mecanismo em função do atrito que existe nas articulações. Segundo Mabie (1980), enquanto a peça acionadora transmitir a força através de um movimento de rotação, não há perigo de a peça travar, mas se a peça acionadora fizer a transmissão da força com movimento de translação, o ângulo entre a peça acionadora e a peça acionada deve ficar entre 40° e 140°.

No sistema indireto, o cilindro **AB** é peça acionadora da barra **BE** e este acionamento ocorre por translação, portanto é necessário avaliar o ângulo $\widehat{ABE}$ formado entre as barras **AB** e **BE**, como está ilustrado na Figura 6.6,.

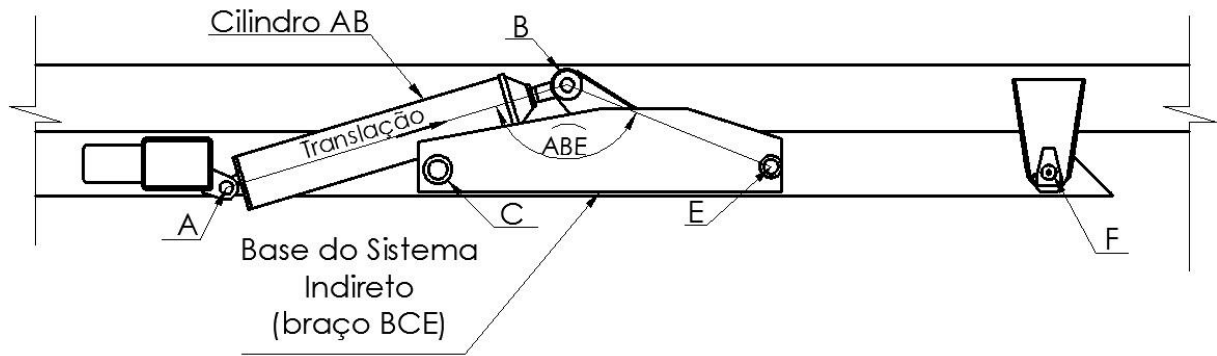


Figura 6.6 - Ângulo entre as barras AB e BE

A barra **BE** por sua vez, faz com que a base do sistema indireto (**BCE**) sofra rotação. Nesta base existe a barra **CE**, que aciona o braço **CD**. Neste caso a peça acionadora transmite força através do movimento de rotação, o que não traz risco de travamento ao mecanismo. No entanto, o braço **CD**, que é responsável pelo giro do chassi superior da caçamba, provoca este movimento por translação e assim também é necessário verificar o ângulo γ_6 formado entre o braço **CD** e a barra **DF** que vai do mancal **D** ao mancal **F** conforme é demonstrada na Figura 6.7.

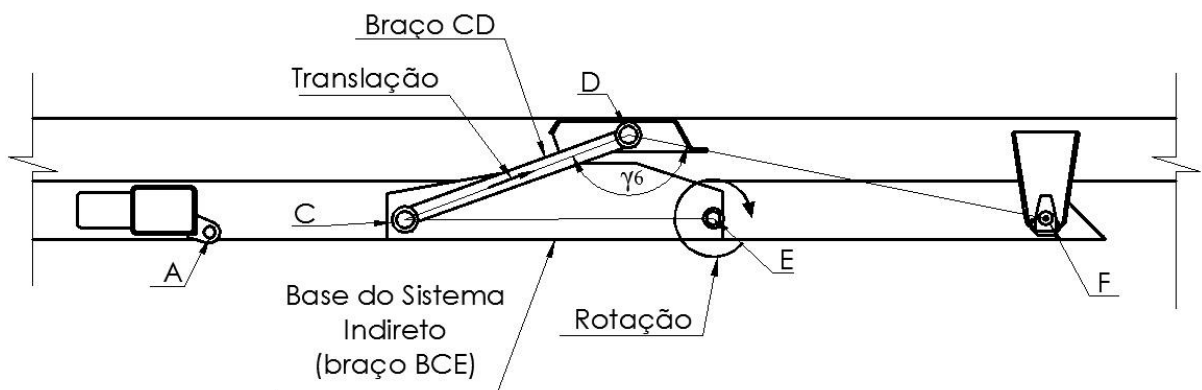


Figura 6.7 - Ângulos entre as barras CE, CD e CF

Quando a caçamba chega ao ponto final de basculamento, o mecanismo deve retornar ao ponto inicial pela ação da gravidade. Neste caso, o chassi passa a ser a primeira peça acionadora e transmite movimento ao braço **CD** e este às peças subsequentes até o cilindro AB. Por isso é necessário dimensionar os componentes do sistema indireto de

maneira que as situações de ponto morto não ocorram entre as barras do mecanismo durante o movimento de decida. A Figura 6.8 mostra o ângulo β_5 entre as barras **CD** e **DE**. A Figura 6.9 mostra o ponto morto que pode ocorrer entre as barras **CD** e **DE** no movimento de decida. Portanto, o ângulo entre **CD** e **CE**, não poderá ser maior do que 140° para evitar o travamento. Além disso, após o basculamento, não haverá mais carga sobre a caçamba e por isso ela ficará mais leve, o que dificulta ainda mais o retorno do equipamento à posição inicial.

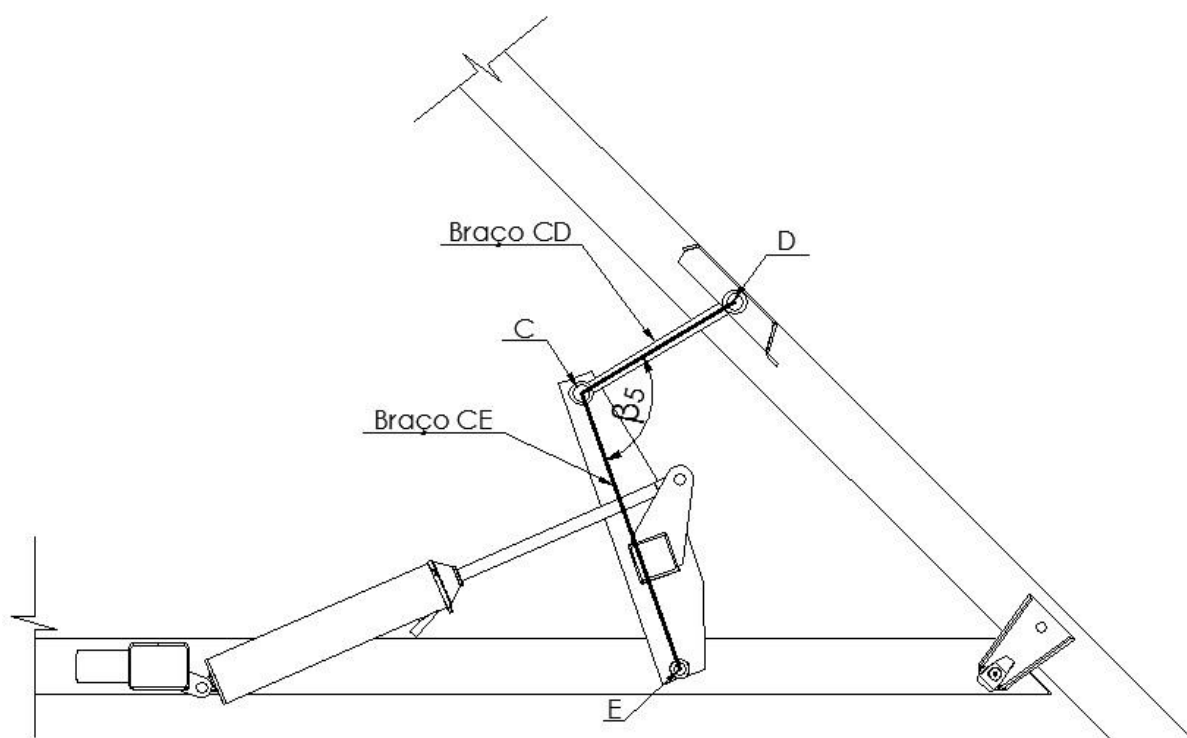


Figura 6.8 - Ângulo entre CD e CE

No entanto, observou-se na prática, que os mancais de deslizamento adotados nas articulações do sistema indireto, permitem que os ângulos citados sejam próximos a 145° . Isto é possível, porque a situação apresentada por Mabie é conservadora, a fim de evitar ao máximo o risco de travamento. Assim, será adotado neste trabalho o limite de 145° para o ângulo β_5 , por ser crítico já que sua força acionadora depende da ação da gravidade, e 150° para os ângulos $\widehat{ABE}$ e γ_6 .

As equações que definem os ângulos que devem ser avaliados em função dos pontos mortos estão descritas no Apêndice A deste trabalho.

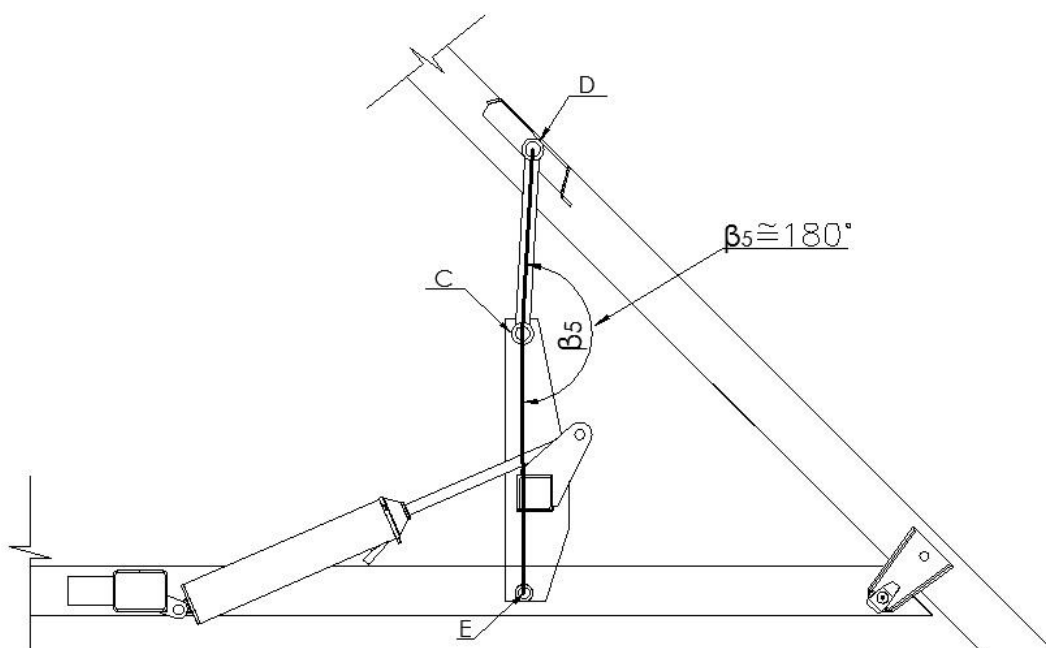


Figura 6.9 - Ponto morto das barras CD e CE

6.4. DIMENSÕES DAS CAÇAMBAS

Para determinar o espaço disponível para a instalação do sistema indireto é necessário conhecer as dimensões das caçambas. Com base nos manuais de encarroamento dos fabricantes de caminhões e nas tabelas de peso específico dos materiais transportados, é possível calcular as dimensões dos veículos de três eixos e de suas respectivas caçambas basculantes. Para estabelecer um modelo de cálculo aplicado a um caminhão de quatro eixos, as medidas do veículo foram obtidas diretamente com o fabricante dos sistemas de segundo eixo direcional que equipam estes caminhões. Não será realizado nenhum cálculo para veículos de dois eixos, pois a capacidade de carga destes caminhões é menor e não justificaria a aplicação de um sistema indireto.

Os modelos escolhidos para demonstrar o dimensionamento da caçamba e, conseqüentemente, do sistema de acionamento, serão a basculante areia e brita e a basculante cavaqueira, aplicadas em caminhões de três e de quatro eixos. Apesar desta escolha, a metodologia pode ser aplicada para outros modelos.

6.4.1. Caçamba Basculante Areia e Brita para Caminhões de Três Eixos

Conforme citado anteriormente, a caçamba basculante Areia e Brita é um modelo usado principalmente para o transporte de areia, pedra britada e terra. Assim, para determinar o volume e as dimensões da caçamba, poderá ser considerado o material de menor

densidade, que neste caso é a terra apiloada seca, cujo peso específico é $1\,000\text{ kg/m}^3$ (conforme já citado na Tabela 3.1). Como já informado, os caminhões plataforma de três eixos, podem transportar sobre o seu chassi, em média, 16,2 ton, enquanto que uma caçamba basculante para este veículo pesa de 2,5 a 3,5 ton. Portanto, a carga líquida que a caçamba poderá transportar fica entre 12,7 e 13,7 ton, conseqüentemente o volume útil deste implemento deverá ser de 12,7 à 13,7 m^3 . O fabricante informa que as caçambas do modelo areia e brita de sua fabricação possuem volume de 10 m^3 e 12 m^3 , ambas com volume extra (comumente conhecido como “fominha”) de 2 m^3 . Este volume extra da caixa de carga é obtido com o uso de tábua nas laterais da caçamba. Como estes caminhões são usados para trajetos de curtas distâncias em trechos urbanos ou em estradas sinuosas dentro de canteiro de obras ou de mineradoras, é interessante que o comprimento dos mesmos não seja muito grande para facilitar as manobras do veículo. Assim, costuma-se limitar o comprimento da caçamba em cinco metros e a largura interna usada por este fabricante é de 2,3 m. Portanto, com base no volume, largura interna e comprimento, pode-se determinar a altura da caixa da carga, que neste caso foi de 870 mm, para o modelo com $10/12\text{m}^3$ e de 1 050 mm para o modelo com $12/14\text{m}^3$. Para que o volume extra proporcionado pela tábua seja de 2 m^3 , a altura da tábua deverá ter pelo menos 175 mm de altura, o fabricante utiliza uma tábua de 200 mm.

6.4.2. *Caçamba Basculante Areia e Brita para Caminhões de Quatro Eixos*

Os caminhões de quatro eixos, conforme discutido anteriormente, devem ser equipados com implementos mais longos do que nos modelos equivalentes de três eixos. Em termos da capacidade de carga, os caminhões bi-trucks podem transportar, em média, 17,7 ton. Assim, considerando o que já foi dito no tópico anterior sobre a densidade do material transportado, a caixa de carga da caçamba deverá ter $17,7\text{ m}^3$ de volume útil para comportar a carga líquida permitida para o veículo.

Para determinar o comprimento da caçamba, pode-se tomar como base a altura e a largura das caçambas dos caminhões trucks. Mantendo a largura interna em 2,3 m, e uma altura compatível com a altura das caçambas que equipam os modelos tradicionais de três eixos, o comprimento da caçamba será 7 m. Este comprimento não pode ser diminuído, porque isto implicaria e uma distância muito pequena entre o 2° e o 3° eixo do veículo e isto comprometeria a sua dirigibilidade. Se a tábua de volume extra tiver a altura dos demais modelos mantida, o volume extra para uma caçamba de 7 m de comprimento será de aproximadamente 3 m^3 . Subtraindo este valor do volume total desejado, a caçamba deverá ter $14,7\text{m}^3$. Assim, a altura da caixa de carga deverá ser de aproximadamente 920 mm.

6.4.3. *Caçamba Basculante Cavaqueira para Caminhões de Três Eixos*

A caçamba cavaqueira é aplicada ao transporte de cavaco de madeira e bagaço de cana-de-açúcar. As densidades destes materiais variam de 220 kg/m³ à 330 kg/m³. Considerando a densidade mais baixa, será necessário um volume de 57,7m³ para transportar 12,7 ton de carga líquida, valor este que pode ser aproximado para 60 m³.

O fabricante informa que este implemento costuma ter o comprimento variando entre 8 e 9 m e que a largura interna é de 2,45m. Assim, considerando um comprimento de 9 m, será necessário que a carroceria tenha 2,72m de altura. Considerando que a altura do chassi do caminhão é de 1077 mm (VOLKSWAGEN, 2012) em relação ao solo e que a estrutura do chassi da caçamba é de 45 mm, a altura total do veículo será de 4247 mm, o que não extrapola o valor máximo permitido por lei, que é de 4,4 m. Portanto, o comprimento de 9 m é adequado para esta aplicação.

6.5. CÁLCULO DE DISTRIBUIÇÃO DE PESO DOS CAMINHÕES

Após a determinação do comprimento das caçambas, é necessário determinar o posicionamento ideal do implemento sobre o chassi do caminhão, a fim de garantir uma distribuição de carga adequada. Com base nas equações determinadas no Capítulo 3, foi calculada a distribuição de peso de um caminhão de três eixos, implementado com caçambas de 5 m e 9 m de comprimento. Já o caminhão de 4 eixos irá trafegar com uma caçamba de 7 m e o cálculo de distribuição de peso para esta configuração foi feito pela empresa fabricante do segundo eixo direcional. Os cálculos de todos os modelos foram realizados com base no caminhão Volkswagen Constellation 24-280, cujos dados técnicos se encontram no Anexo 1 deste trabalho e os resultados obtidos estão listados na Tabela 6.4.

Atualmente, a empresa fabricante de caçambas citado neste estudo está montando os modelos de 5 m de comprimento com balanço traseiro de 750 mm. Ao realizar os cálculos para esta configuração, observou-se que esta não é a medida mais adequada para garantir a distribuição de peso recomendada para o veículo. Com esta dimensão, o peso sobre os eixos traseiros é estimado em 17 640 kg, enquanto que o peso ideal é de apenas 17 000 kg. Assim, um novo cálculo foi realizado e o resultado indicou que, para uma caçamba de 5 m de comprimento, o balanço traseiro do implemento deveria ter 564 mm. Mas para facilitar a montagem, este valor será arredondado para 600 mm e com isso o peso estimado sobre os eixos traseiro foi de 17 119 kg.

Tabela 6.4 – Distribuição de peso calculada

MODELO DE CAÇAMBA / VEÍCULO	Comprimento da caçamba (CR) [mm]	Balanço traseiro do veículo (BT') [mm]	Balanço traseiro da caçamba (BT _{caçamba}) [mm]	Peso sobre os eixos traseiros (R _{ET}) [kg]
Caçamba Basculante Areia e Brita para Caminhões de Três Eixos atual	5 000	1 450	750	17 640
Caçamba Basculante Areia e Brita para Caminhões de Três Eixos (recalculada)	5 000	1 300	600	17 119
Caçamba Basculante Areia e Brita para Caminhões de Quatro Eixos	7 000	1 400	700	(*)
Caçamba Basculante Cavaqueira para Caminhões de Três Eixos	9 000	1 964	1 264(**)	17 000
(*) O valor do peso final estimado para o eixo traseiro não foi informado pelo fabricante, no entanto o cálculo foi realizado para garantir uma distribuição com 17ton sobre os eixos traseiros.				
(**) Este valor será arredondado para 1 200 mm para facilitar o processo de montagem do implemento.				

Conforme já mencionado, é necessário que a articulação que permite o basculamento da caçamba, fique posicionada sobre o suporte de molas traseiro do caminhão. Como a posição do suporte de molas da suspensão traseira não é fornecida na folha de dados do veículo, foi necessário obter esta dimensão diretamente no caminhão. Constatou-se que a distância do suporte de molas até o último eixo traseiro do modelo de caminhão citado é de 700 mm. Assim, para se determinar o balanço traseiro da caçamba, é necessário subtrair esta medida do valor encontrado para o balanço traseiro do veículo.

CAPÍTULO VII

ALGORITMO

Após a determinação da função matemática que representa geometricamente o sistema indireto (Equação 5.3) e de se ter relacionado esta função com a equação das forças que atuam no mecanismo (Equações 5.9 e 5.10), bem como, ter-se estabelecido o espaço de projeto, é possível realizar um estudo para determinar configurações melhores da geometria do sistema. Este estudo visa obter um projeto onde a distância entre os mancais e o comprimento dos braços e dos cilindros pudesse ser o que proporcionasse o menor esforço sobre a estrutura e que atendesse completamente as exigências de funcionamento do mecanismo. Com este objetivo, foi criado um algoritmo computacional onde as equações da geometria e das forças envolvidas foram implementadas em uma linguagem de programação. O algoritmo serve para fazer uma varredura por todo o espaço de projeto, através de uma análise combinatória, em busca de uma geometria melhorada para mecanismo.

Para analisar o problema, foram considerados os limites de cada uma das variáveis, bem como os parâmetros constantes. Algumas destas variáveis apresentam poucas possibilidades, como é o caso dos cilindros hidráulicos, que apresentam apenas quatro configurações de tamanho. Nestas variáveis, cujo intervalo de variação é muito pequeno, ou mesmo discreto, os valores foram estabelecidos manualmente no algoritmo, analisando-se a influência destes sobre o resultado. Em contrapartida, alguns valores podem apresentar grandes espaços de variação e, nestes casos, são informados os limites destas variáveis e o algoritmo cria vetores automaticamente que representam estes intervalos de variação. Todos os vetores são criados dividindo-se o espaço das variáveis por um número igual de partes, transformando o problema contínuo em um problema discreto. Quanto maior o número de divisões, menor será o tamanho de cada uma destas partes, o que implica em uma quantidade maior de operações matemáticas realizadas pelo algoritmo. A influência da quantidade de

partes em que os vetores foram divididos também pode ser analisada da mesma maneira em que se realiza um estudo de sensibilidade de malha de um modelo de elementos finitos.

No algoritmo, pode-se separar três tipos de variáveis: as definidas diretamente, as definidas por vetores e as que foram estabelecidas em função da lógica de programação do próprio algoritmo.

Utilizando o software de resolução de problemas matemáticos MATLAB®, foram inicialmente estabelecidas todas as variáveis de entrada do problema, conforme mostrado a seguir:

7.1. VARIÁVEIS DEFINIDAS POR VALORES FIXOS OU DE POUCA VARIAÇÃO:

COND: Condição do limite mínimo para CEh;

teta_grau: ângulo final de basculamento em graus;

AEv: distância vertical entre os mancais A e E;

AB1: comprimento do cilindro fechado;

AB2: comprimento do cilindro aberto;

CEv: dist.vertical dos mancais C e E;

Ey: posição vertical do mancal E;

Fy: posição vertical do mancal F;

Dy: posição vertical do mancal D;

LONG_INF: altura da longarina inferior;

Carga: carga transportada pela caçamba em newtons;

BT: balanço traseiro da caçamba;

comp: comprimento da caçamba;

BEv: distância vertical dos mancais B e E;

7.2. VARIÁVEIS DEFINIDAS POR VETORES:

BEh: dist. horizontal dos mancais B e E;

CEh: dist.horizontal dos mancais C e E;

CD: comprimento do braço CD;

7.3. VARIÁVEIS ESTABELECIDAS PARA A SOLUÇÃO DO ALGORITMO:

m: contador 1;

cont: contador 2;

Div: Número de divisões dos intervalos;

Basicamente, a intenção do algoritmo é determinar a magnitude das forças **F1** e **F2** para todos os valores possíveis das variáveis listadas acima através de uma análise combinatória entre todas as possibilidades. No caso das variáveis definidas por vetores, o algoritmo deve calcular as variáveis de saída do problema para a primeira posição do vetor 1, varrendo todas as posições do vetor 2 e em seguida do vetor 3, armazenando estes dados em uma matriz. Depois, o mesmo procedimento é feito para a posição 2 do vetor 1, e assim por diante, até que todos os valores sejam calculados em todas as posições deste vetor. Em seguida, aplica-se o mesmo procedimento nos vetores 2 e 3, obtendo-se assim uma matriz com todos os valores possíveis dentro dos intervalos determinados.

Como existem condições que limitam os resultados do problema, foram criados, no algoritmo, algumas restrições para eliminar da matriz global de resultados os valores que não pertencem ao espaço de projeto que foi estabelecido. Este procedimento reduz bastante o número de combinações possíveis.

Por fim, o algoritmo faz uma varredura na matriz global dos resultados para encontrar individualmente as seguintes condições:

O valor mínimo de **F1**;

O valor mínimo de **F2**.

Em uma análise preliminar, observou-se que a diferença entre os valores mínimos de **F1** e **F2** ocorriam em posições diferentes dentro da matriz, ou seja, o menor valor de **F1** não coincidia com o menor valor de **F2**. Isto implica em ter que se optar por um dos dois resultados ou por uma condição intermediária entre eles. Por isso, implementou-se no algoritmo uma rotina para encontrar os valores mínimos da soma das forças **F1+F2** e descobriu-se que o menor valor da soma destas duas forças ocorre sempre na mesma posição em que a força **F2** é a menor. No entanto, observou-se que em alguns casos a diferença entre **F1** e **F2** chegava a 60%, o que resultaria em um projeto desproporcional, onde haveria um alívio de esforços em uma parte do sistema e uma concentração de esforços em outra parte do sistema. A solução proposta foi encontrar valores em que a soma das forças **F1+F2** fosse a menor possível desde que a diferença entre **F1** e **F2** não ultrapasse uma porcentagem determinada em 20%. O algoritmo completo está transcrito no Apêndice B.

CAPÍTULO VIII

METODOLOGIA

Com o estudo realizado no Capítulo 5 foram definidas as variáveis do problema e a equação que determina a geometria do sistema indireto. Também foram encontradas as equações das principais forças que agem no mecanismo, as quais são usadas para fazer o dimensionamento do sistema, em função das dimensões do mecanismo e da carga transportada pela caçamba.

No Capítulo 6 foi realizado um estudo para encontrar o espaço de projeto para os modelos de caçambas basculantes que foram apresentados. Em função de cada modelo e do tipo de material a ser transportado, bem como do veículo em que o implemento será instalado, foram determinadas as dimensões de três modelos de caçambas mais vendidos por uma empresa local e assim foi investigado qual seria o espaço disponível para a instalação do mecanismo estudado nestes modelos específicos. Também foram levantadas as restrições mecânicas que poderiam impedir o funcionamento do mecanismo e estabelecidos os limites para que o sistema não travasse por causa do alinhamento de alguns componentes

De posse das equações que determinam a geometria do mecanismo e as forças de acionamento, foi desenvolvido um algoritmo no programa MATLAB (mostrado no Capítulo 7), capaz de realizar todas as combinações possíveis entre as principais dimensões dos componentes, respeitando as restrições do espaço de projeto. Neste algoritmo também foram inseridas as equações das forças de acionamento do sistema. Desta forma será possível calcular as forças de acionamento para cada combinação realizada pelo algoritmo, e usar estes valores como parâmetro de escolha dentre as diversas possibilidades, aquelas que melhor atenderem aos requisitos de projeto.

8.1. TESTE DE CONVERGÊNCIA DO NÚMERO DE DIVISÕES DOS INTERVALOS

Para encontrar a geometria do sistema indireto através do algoritmo proposto, foi necessário realizar um estudo prévio da influência da quantidade de divisões para a criação dos vetores que definem alguns dos intervalos de variáveis do projeto. Este estudo teve a finalidade de encontrar o tamanho ideal das divisões para garantir a convergência dos resultados com um custo computacional razoável.

A quantidade de divisões realizadas nos intervalos das variáveis **BEh**, **CEh** e **CD** foi estabelecida através de um estudo preliminar que avaliou como o número de divisões feitas nos intervalos poderia afetar os resultados obtidos na análise combinatória realizada pelo algoritmo. Observando o projeto atual, foram utilizados no algoritmo os seguintes dados de entrada:

COND = 200 mm;	P.Fv = 80 mm;
$\theta = 46^\circ$;	LONG_INF = 220;
AB1 = 1 171 mm;	Carga = 137 000 N;
AB2 = 2 011 mm;	BT = 750 mm;
P.Av = 27 mm;	CR = 5000 mm;
P.Bv = 170 mm;	BEh = de 0 a 2937 mm;
P.Cv = 70 mm;	CEh = de 200 a 4 000 mm;
P.Dv = 170 mm;	CD = de 310 a 1 500 mm;
P.Ev = 80 mm;	Diferença máxima entre F1 e F2 = 20%

Inicialmente realizou-se o cálculo dividindo os intervalos das variáveis **BEh**, **CEh** e **CD** em 20 partes. Em seguida foram feitos testes com: 50, 100, 200, 300, 400, 500 e 600 divisões. A partir de 100 divisões os resultados sofreram alterações na ordem de 0,9%. Para garantir que não haveria influência do número de divisões, o modelo com 400 divisões foi escolhido. Os resultados obtidos em função do número de divisões dos intervalos (**Div**) estão descritos nos gráficos das figuras 8.1, 8.2. A Figura 8.3 mostra a evolução do tempo de cálculo em função do número de divisões.

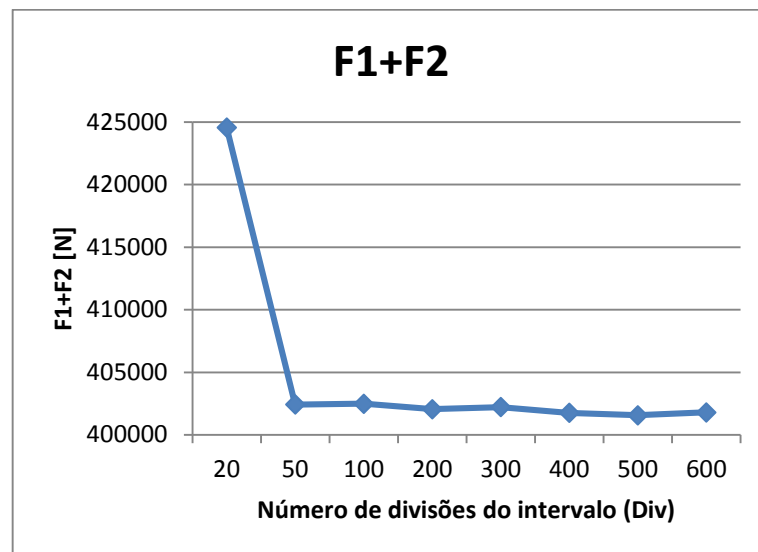


Figura 8.1 - Soma das forças **F1** e **F2** em função de **Div**.

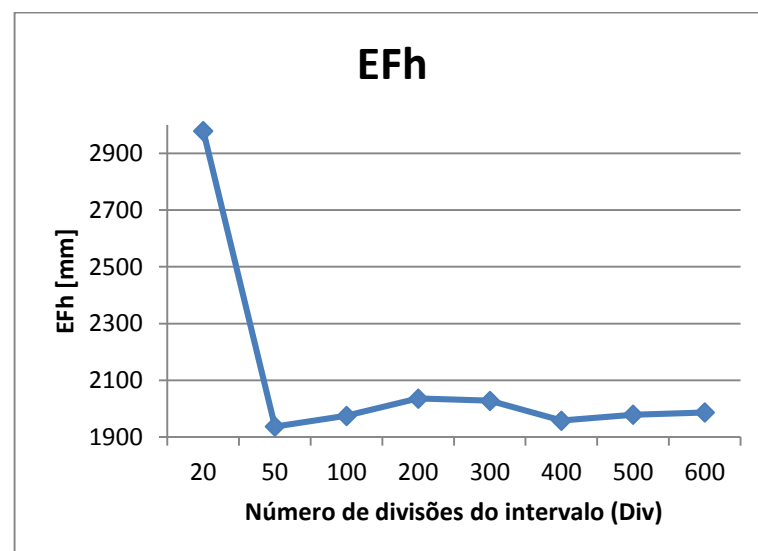


Figura 8.2 - **EFh** em função de **Div**.

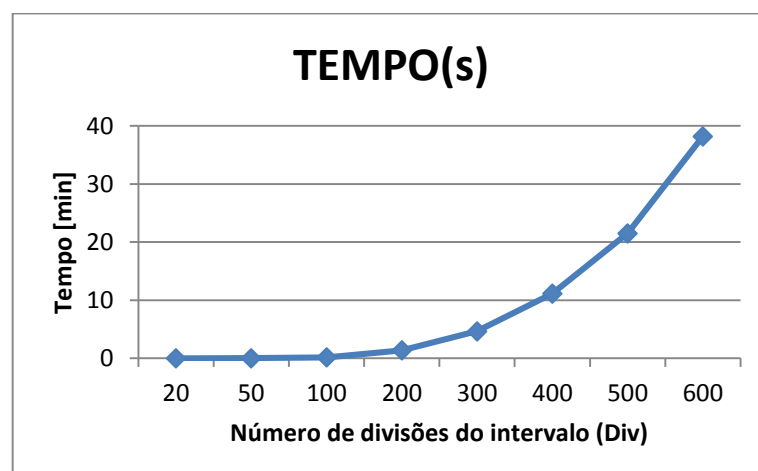


Figura 8.3 - Tempo de cálculo em função de **Div**.

Observou-se que o tempo gasto para a realização dos cálculos aumenta exponencialmente em função do número de divisões de intervalo, conforme é visualizado na Figura 8.3. O tempo de cálculo mostrado no gráfico foi obtido em um computador equipado com processador de oito núcleos reais de processamento. Em um computador dotado de processador de dois núcleos virtuais, o tempo de processamento foi de 15 horas para uma divisão de intervalos estabelecida em 500 partes, enquanto que o computador de oito núcleos reais executou os cálculos em 21,5 min para a mesma quantidade de elementos.

Desta forma optou-se dividir o intervalo em 400 partes, visando obter bons resultados com custo computacional razoável.

Com a divisão dos intervalos das variáveis **BEh**, **CEh** e **CD** feita em 400 partes, a varredura das variáveis se deu em passos que estão demonstrados na Tabela 8.1. Fazendo analogia com a malha de elementos usada no método dos elementos finitos, este passo demonstrado na Tabela 8.1 pode ser comparado à dimensão dos elementos de uma malha. Tendo definido a divisão dos intervalos em 400 partes com base nas dimensões do projeto atual, é possível conhecer a dimensão de cada passo da análise combinatória e assim, manter aproximadamente o mesmo valor no cálculo dos demais modelos.

Tabela 8.1 - Dimensões do passo de cálculo

VARIÁVEL	INÍCIO DO INTERVALO [mm]	FINAL DO INTERVALO [mm]	COMPRIMENTO DO INTERVALO [mm]	DIMENSÃO DO PASSO ($\div 400$) [mm]
BEh	0	2937	2 937	7,3425
CEh	200	4 000	3 800	9,5
CD	310	1 500	1 190	2,975

8.2. ANÁLISE DE INFLUÊNCIA DAS VARIÁVEIS

Após a definição no número de divisões para os intervalos das variáveis citadas no item anterior, foi analisada a influência das demais variáveis do projeto. Nem todas as variáveis do problema tiveram seus espaços definidos no algoritmo por vetores, em virtude do curto intervalo de variação que elas apresentavam. Por isso, optou-se em analisar a influência destas variáveis fazendo a substituição direta dos valores no algoritmo, fazendo o cálculo para as posições máxima e mínima, avaliando qual valor apresentaria um resultado mais positivo para o projeto.

8.2.1. Posição Vertical dos Mancais **A** e **E**

A posição mínima do mancal **E** é 80 mm acima da aba inferior da longarina, enquanto que a posição máxima é 165 mm (Tabela 6.1). Fazendo a substituição desses valores, observa-se que quanto mais alto estiver o mancal **E**, menores serão as forças **F1** e **F2**. No entanto, o ângulo entre as barras **CD** e **DF** (γ_6) extrapola o limite de segurança que é observado na prática para evitar o travamento do mecanismo (145°). Estes resultados estão descritos na Tabela 8.2. Não foi viável implementar no algoritmo uma condição para restringir o valor de γ_6 em 145° . Desta forma, os cálculos serão realizados apenas para a posição mínima do mancal **E** (**P.Ev** = 80 mm) seguindo a configuração atual do projeto.

A Tabela 8.2 também demonstra os resultados da variação feita na posição do mancal **A** (**P.Av**). Observou-se que quanto mais baixo estiver o mancal **A**, menores serão as forças **F1** e **F2**. Isto ocorre porque ao abaixar a posição do mancal **A**, a distância **D1** da linha de ação da força **F1** ao mancal **E** aumenta (ver Figura 5.10). Como **D1** é inversamente proporcional à força **F1** (Equação 5.10), quanto maior o valor de **D1**, menor será a força que o cilindro hidráulico terá que exercer para acionar o mecanismo. Sendo assim, o valor de **P.Av** adotado para a execução dos cálculos, foi 27 mm (valor mínimo encontrado na Tabela 6.1). Ao realizar a análise com **P.Av** = 350 mm observou-se o aumento na intensidade das forças.

Tabela 8.2 - Influência de **P.Av** e **P.Ev** nos resultados

VARIÁVEIS [mm]		FORÇAS [N]			ÂNGULOS [°]		
P.Av	P.Ev	F1	F2	F1+F2	β_5	ABE	γ_6
27	80	220 583	187 190	407 773	144,8	131,6	151,3
350	80	223 038	255 657	478 695	144,9	144,3	162,9
27	165	178 542	214 206	392 748	144,9	138,4	157,18
165	165	193 372	231 937	425 309	144,8	144,7	154,7

8.2.2. Posição Vertical do Mancal **B**

A posição mais baixa possível para o mancal **B** é 60 mm acima da aba da longarina superior, enquanto que a posição máxima é 170 mm (Tabela 6.1). Mantendo as posições dos mancais **A** e **E** em 27 mm e 80 mm respectivamente, substituiu-se os valores mínimo e máximo na variável **P.Bv**. O resultado para a posição máxima está demonstrado na

Tabela 8.3, no entanto, ao substituir o valor de **P.Bv** por 60 mm (posição mínima), o algoritmo não encontrou nenhuma solução para as equações. Aumentando este valor de 60 mm para 75 mm, foi possível encontrar os valores que estão demonstrados na Tabela 8.3. Observou-se que ao reduzir a posição do mancal **B** de 170 mm para 75 mm, as forças **F1** e **F2** calculadas aumentaram consideravelmente. Os ângulos entre as peças do mecanismo que podem causar o travamento do sistema também aumentaram quando o valor de **P.Bv** foi reduzido. Sendo assim, a variável **P.Bv** será definida com valor máximo (170 mm).

Tabela 8.3 - Influência da posição do mancal **B** no cálculo das forças

VARIÁVEIS [mm]	FORÇAS [N]			ÂNGULOS [°]		
P.Bv	F1	F2	F1+F2	β_5	ABE	γ_6
170	220 583	187 190	407 773	144,8	131,6	151,3
75	247 185	228 309	475 494	144,9	145	160,1

8.2.3. Posição Vertical do Mancal **C**

A posição vertical do mancal **C** (**P.Cv**) pode variar de 70 a 80 mm acima da aba inferior longarina inferior. Ao executar o algoritmo com os valores de 70 mm e 80 mm, foram obtidos os resultados listados na Tabela 8.4. Observa-se que, posicionando o mancal **C** a 80 mm da aba, obtêm-se os melhores resultados para o projeto (forças e ângulos mais baixos). Portanto, o valor de **P.Cv** será fixado em 80 mm para a execução dos cálculos.

Tabela 8.4 - Influência da posição vertical do mancal **C**

VARIÁVEIS [mm]	FORÇAS [N]			ÂNGULOS [°]		
P.Cv	F1	F2	F1+F2	β_5	ABE	γ_6
70	220 583	187 190	407 773	144,8	131,6	151,3
80	221 099	184 637	405 736	143,9	131,6	150,8

8.2.4. Posição Vertical do Mancal **D**

O mancal **D** possui as posições mínima e máxima definidas em 150 mm e 170 mm respectivamente. Conforme os resultados listados na Tabela 8.5, a melhor posição do mancal **D** é a posição máxima: 170 mm. Portanto este será o valor adotado na execução dos cálculos.