

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

FERRAMENTA PNEUMÁTICA PARA MOVIMENTAÇÃO DE CARROCERIAS
RODOVIÁRIAS EM LINHAS DE MONTAGEM

por

Gustavo Gomes Taborda

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, agosto de 2009.

FERRAMENTA PNEUMÁTICA PARA MOVIMENTAÇÃO DE CARROCERIAS
RODOVIÁRIAS EM LINHAS DE MONTAGEM

por

Gustavo Gomes Taborda

Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Processos de Fabricação

Orientador: Prof. Dr. Joyson Luiz Pacheco

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Carlos Alexandre dos Santos

Prof. Dr. Rafael Antônio Comparsi Laranja

Prof. Dr. Ney Francisco Ferreira

Prof. Dr. Horácio Antônio Vielmo

Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, agosto de 2009.

*Aos meus pais João Pedro e Níria,
por todo o apoio e carinho.
A minha esposa Márcia e ao meu filho Gabriel
pela compreensão, carinho e dedicação.*

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, agradeço o incentivo e apoio dado em minha formação acadêmica, pessoal e profissional.

Aos amigos, esposa e filho, agradeço a compreensão, amizade e motivação, prestada ao longo destes anos.

Aos colegas e professores, em especial ao Prof. Dr. Joyson Luiz Pacheco, pela orientação, paciência e credibilidade. O seu apoio foi fundamental para a realização deste trabalho.

RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo de caso na indústria de implementos e veículos rodoviários para solução do processo específico de movimentação de veículos e carrocerias rodoviárias nas linhas de montagem. A solução é o desenvolvimento do projeto de uma ferramenta pneumática para atender os parâmetros identificados no processo de movimentação utilizando uma metodologia de projeto. A metodologia adotada é uma composição de modelos sugeridos por autores mostrando uma sequência clara e objetiva do ciclo de vida do projeto, estruturada em quatro fases principais: Projeto Informacional, Projeto Conceitual, Projeto Executivo e Otimização de Projeto.

A identificação das informações relevantes ao processo de movimentação dos produtos deu início ao Projeto Informacional. Com a finalidade de conhecer melhor as características dos processos dos potenciais usuários da ferramenta, foram levantadas as características e os parâmetros do processo. Os parâmetros abordam as principais grandezas envolvidas no sistema e suas limitações. Os dados resultantes do levantamento foram analisados gerando uma síntese de todos os parâmetros identificados para o desenvolvimento das próximas fases. No projeto conceitual, houve a evolução da solução através do detalhamento de um conceito, escolhido mediante a proposição de alternativas durante a geração de conceitos. O detalhamento é apresentado através de desenhos, segundo a diretriz de projeto orientado ao computador, com base na estrutura funcional de funcionamento da ferramenta, salientando os principais sistemas e suas configurações. Os dimensionamentos são apresentados no projeto executivo e contemplam dois tipos de análise: a análise cinemática e a análise estrutural do sistema. Na análise cinemática são apresentadas duas propostas de configuração para o motor pneumático que será utilizado na ferramenta. As propostas são expostas através de desenhos de montagem, desenhos explodidos e gráficos dos parâmetros do motor pneumático para cada uma das configurações adotadas. Nesta fase também é mostrada a construção do protótipo. Os resultados do projeto são obtidos através da realização de teste em bancada e em campo para confirmação dos parâmetros estabelecidos. Completando o ciclo de vida do projeto, propõem-se as tendências evolutivas, analisando as possíveis melhorias para a ferramenta.

As conclusões do trabalho são baseadas nos resultados apresentados nos testes realizados com a ferramenta, na eficiência da metodologia adotada para o desenvolvimento do projeto e na análise do cumprimento dos objetivos definidos no trabalho.

Palavras chave: Projeto mecânico, projeto de máquinas, ferramentas pneumáticas.

ABSTRACT

“Pneumatic Tool to drive road Vehicles on Assembly Lines”

This paper presents a case study in industry of road road vehicles for solution of the specific handling of road vehicles and truck trailers in assembly lines. The solution is to develop the design of a pneumatic tool to meet the criteria identified in the move process using a design methodology. The methodology used is a composite of models suggested by the authors showed a clear sequence and objective of the life cycle of the project, divided into four main phases: Informational Design, Conceptual Design, Executive Design and Optimization Project.

The identification of information relevant to the process of transferring products initiated the Informational Design. In order to better understand the nature of the processes of potential users of the tool has been raised the characteristics and process parameters. The parameters to approach the main quantities involved in the system and its limitations. Data from the survey were analyzed by generating a synthesis of all parameters identified for the development of the next phases. In conceptual design, was the evolution of the solution through the details of a concept, chosen by proposing alternatives for the generation of concepts. The detail is presented through drawings, according to the guideline of design aided computer based functional structure operating the tool, highlighting the major systems and their configurations. The detail is presented in the executive project and includes two types of analysis: kinematic analysis and structural analysis of the system. In the kinematic analysis are presented two proposals for setting for the air motor to be used in the tool. The proposals are exposed through the assembly drawings, exploded drawings and graphics of the parameters of the air motor for each of the configurations adopted. This stage is also shown a prototype. The project results are obtained by performing test bench and field tests to confirm the established parameters. Completing the life cycle of the project, propose to the changing trends, and review possible improvements to the tool.

The conclusions of the study are based on the results presented in the tests with the tool, the efficiency of the methodology used to develop the design and analysis of compliance with the defined objectives at work.

Keywords: Mechanical design, machine design, pneumatic tools.

ÍNDICE

LISTA DE FIGURAS	vii
LISTA DE TABELAS	x
LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS	xi
LISTA DE SÍMBOLOS	xii
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 Objetivo Geral.....	3
1.1.1 Objetivos Específicos.....	3
1.2 Limitações de Estudo	3
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
2.1 Motores Pneumáticos	4
2.1.1 Motor de Palhetas.....	5
2.2 Transmissão Planetária	9
2.3 Transmissão por Corrente	10
3 METODOLOGIA	11
4 ESTUDO DE CASO	14
4.1 Projeto Informacional	14
4.1.1 Levantamento e Análise dos Parâmetros de Projeto	16
4.2 Projeto Conceitual.....	25
4.2.1 Geração de Conceitos.....	26
4.2.2 Seleção do Conceito.....	27
4.2.3 Detalhamento do Conceito.....	28
4.2.3.1 Chassi.....	31
4.2.3.2 Estrutura dos Rolos	32
4.2.3.3 Conjunto Motopropulsor.....	35
4.2.3.4 Transmissão Planetária	37
4.2.3.5 Transmissão por Corrente	38
4.2.3.6 Capa Protetora.....	39
4.2.3.7 Punho de Acionamento	39
4.2.3.8 Rodas Traseiras	41
4.2.3.9 Controle de Inclinação do Cabo Prolongador	41
4.2.3.10 Sistema de Inversão do Cabo Prolongador	42
4.3 Projeto Executivo.....	42

4.3.1	Análise Cinemática	43
4.3.1.1	Dimensionamento do Sistema de Rolos.....	44
4.3.1.2	Dimensionamento do Conjunto Motopropulsor	45
4.3.1.3	Dimensionamento da Corrente de Rolos.....	56
4.3.2	Análise Estrutural.....	59
4.3.3	Construção do Protótipo.....	63
4.4	Tendências Evolutivas	66
5	RESULTADOS.....	67
6	CONCLUSÕES	69
7	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	71

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Produção Nacional de Carrocerias de Ônibus.....	1
Figura 2.1: Tipos de Turbina.....	4
Figura 2.2: Motor de Palhetas.....	6
Figura 2.3: Fases de Funcionamento de um Motor de Palhetas.....	6
Figura 2.4: Relação Torque x Rotação em Motores de Palhetas.....	7
Figura 2.5: Variação de Torque devido a Velocidade de Parada.....	7
Figura 2.6: Parâmetros de Motores Pneumático de Palhetas.....	8
Figura 2.7: Torque de Partida em Motores Normais e Reversíveis.....	8
Figura 2.8: Tipos de relações Planetárias.....	9
Figura 3.1: Metodologia de Projeto por Romano (2003).....	12
Figura 3.2: Metodologia Proposta para o Desenvolvimento do Projeto.....	13
Figura 4.1: Método Adotado no Trabalho para o Estudo de Caso.....	16
Figura 4.2: Modelo de Ônibus Rodoviário com Maior Peso.....	17
Figura 4.3: Modelo de Carroceria Rodoviária com Maior Peso.....	18
Figura 4.4: Dimensões do Modelo de Ônibus Rodoviário com Maior Peso.....	18
Figura 4.5: Dimensões do Modelo de Carroceria Rodoviária com Maior Peso.....	18
Figura 4.6: Relação entre as Forças de Atrito e o Peso do Veículo.....	20
Figura 4.7: Aceleração do Veículo.....	21
Figura 4.8: Aceleração Angular da Roda do Veículo.....	21
Figura 4.9: Diagrama de Forças do Veículo.....	22
Figura 4.10: Resistência ao Rolamento em função da Velocidade.....	23
Figura 4.11: Medição Realizada em Campo.....	24
Figura 4.12: Etapas que Compõem o Projeto Conceitual.....	25
Figura 4.13: Conceito de uma Ferramenta Pneumática para Tracionar Pneu do Veículo.....	26
Figura 4.14: Guincho Pneumático para Movimentação do Veículo.....	26
Figura 4.15: Análise Ergonômica e de Proporção da Ferramenta.....	27
Figura 4.16: Movimento dos rolos e do pneu do veículo.....	28
Figura 4.17: Estrutura de Funcionamento da Ferramenta.....	29
Figura 4.18: Sistemas que Compõem a Estrutura de Funcionamento.....	29
Figura 4.19: Componentes que Visam a Ergonomia no Projeto.....	30
Figura 4.20: Detalhe da Transmissão por Corrente.....	30

Figura 4.21: Componentes da Estrutura do Chassi.	31
Figura 4.22: Estudo Dimensional Levando em Consideração o Diâmetro Externo do Pneu.	32
Figura 4.23: Componentes da Estrutura dos Rolos.	33
Figura 4.24: Componentes do Conjunto do Rolo Superior.	33
Figura 4.25: Componentes da Montagem do Conjunto do Rolo Superior.	34
Figura 4.26: Componentes da Montagem do Conjunto do Rolo Inferior.	34
Figura 4.27: Ferramental para o Processo de Vulcanização do Pneu no Rolo.	35
Figura 4.28: Componentes do Subsistema Motopropulsor.	35
Figura 4.29: Componentes de um Motor Pneumático.	36
Figura 4.30: Componentes do Motor de Palhetas.	37
Figura 4.31: Componentes de uma Transmissão Planetária.	37
Figura 4.32: Número de Reduções Necessárias para Atingir o Torque Desejado.	38
Figura 4.33: Componentes do Sistema de Transmissão por Corrente de Rolos.	38
Figura 4.34: Componentes do Conjunto da Capa de Proteção.	39
Figura 4.35: Principais Componentes do Punho de Acionamento.	40
Figura 4.36: Componentes da Válvula de Acionamento.	40
Figura 4.37: Componentes das Rodas Traseiras.	41
Figura 4.38: Componentes do Sistema de Controle de Inclinação do Cabo Prolongador.	41
Figura 4.39: Componentes do Sistema Inversão do Cabo Prolongador.	42
Figura 4.40: Etapas do Cálculo de Dimensionamento do Conjunto de Rolos e Motopropulsor.	43
Figura 4.41: Simulação para Verificar as Dimensões do Motor.	46
Figura 4.42: Dimensional do Motor para os Parâmetros Simulados.	46
Figura 4.43: Medidas do Projeto da Carcaça do Motor Pneumático.	47
Figura 4.44: Dimensionais do Cilindro Excêntrico.	47
Figura 4.45: Dimensionais do Rotor.	48
Figura 4.46: Parâmetros para o Cálculo do Torque do Motor de Palhetas.	48
Figura 4.47: Parâmetros do Motor de Palhetas.	50
Figura 4.48: Tipo de Transmissão Planetária com Dupla Redução.	51
Figura 4.49: Tipo de Transmissão Planetária com Redução Única.	51
Figura 4.50: Desenho Explodido da 1º Proposta de Redução.	54
Figura 4.51: Desenho de Montagem Relativo a 1º Proposta de Redução.	54
Figura 4.52: Desenho Explodido da 2º Proposta de Redução.	55
Figura 4.53: Desenho de Montagem Relativo a 2º Proposta de Redução.	55
Figura 4.54: Ábaco para Determinar a Especificação da Corrente.	57

Figura 4.55: Ligação entre o Eixo de Tração e o Rolo Superior através de Parafusos.....	59
Figura 4.56: Esforço de Torção do Eixo Superior de Tração.....	59
Figura 4.57: Diâmetros Adotados para o Eixo de Tração segundo o Cálculo de Torção.....	61
Figura 4.58: Pontos Críticos de Tensão nos Eixo Inferiores.....	61
Figura 4.59: Diagrama de Esforços devido a Carga atuante no Sistema.	62
Figura 4.60: Dimensional dos Eixos Inferiores.....	62
Figura 4.61: Vista Explodida da Ferramenta.	63
Figura 4.62: Peças da Transmissão Planetária da 1º proposta do Motor Pneumático.....	65
Figura 4.63: Protótipo pronto para a Análise dos Resultados.....	65
Figura 5.1: Realização de Teste em Campo.....	67
Figura 5.2: Quebra dos Componentes da Transmissão Planetária.	68
Figura 5.3: Estado Geral do Protótipo depois de Teste em Campo.	68

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1: Empresas com Maior Participação no Mercado de Carrocerias de Ônibus.....	17
Tabela 4.2: Pneus Diagonais para Caminhões e Ônibus.....	19
Tabela 4.3: Valores Típicos para o Coeficiente de Rolamento.....	24
Tabela 4.4: Síntese dos Parâmetros de Projeto	25
Tabela 4.5: Análise Cinemática no Sistema de Rolos.....	44
Tabela 4.6: Análise Cinemática dos Parâmetros de Torque e Rotação necessários ao Motor.....	45
Tabela 4.7: Parâmetros do Motor de Palhetas.....	49
Tabela 4.8: Parâmetros do Motor Pneumático para Duas Propostas de Transmissão Planetária.	52
Tabela 4.9: Dimensionamento da Transmissão Planetária da 1º Proposta do Motor.....	53
Tabela 4.10: Dimensionamento da Transmissão Planetária da 2º Proposta do Motor.....	53
Tabela 4.11: Tabela Indicativa do Fator de Serviço.....	56
Tabela 4.12: Tabela Indicativa do Fator de Multiplicidade	56
Tabela 4.13: Valores Máximos de Potência Permissíveis para Especificação ASA-40 (1/2”).....	57
Tabela 4.14: Dimensionamento da Correntes pela Norma ANSI B29-1.	58
Tabela 4.15: Composição química do aço SAE 8620 (% p/p).....	60
Tabela 4.16: Propriedades mecânicas do aço SAE 8620.	60
Tabela 4.17: Composição química do aço ASTM-7075 T651 (% p/p)..	64
Tabela 4.18: Propriedades físicas e mecânicas do alumínio ASTM-7075 T651.....	64
Tabela 5.1: Propriedades mecânicas do aço SAE 4340.	68

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

ABNT: Associação Brasileira de Normas Técnicas

ANFAVEA: Associação Nacional Dos Fabricantes De Veículos Automotores

ANSI: *American National Standard Institute*

CAD: *Computer Aided Design*

CAE: *Computer Aided Engineering*

CAM: *Computer Aided Manufacturing*

INMETRO: Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial

NBR: Norma Brasileira

NR: Norma Regulamentadora

NR-15: Norma Regulamentadora – Quinze

PMBOK: *Project Management Body of Knowledge*

PMI: *Project Management Institute*

SAE: Society of Automotive Engineers

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Aceleração	[m/s ²]
C'	Distância entre centros	[m]
d	Diâmetro	[m]
d_1	Diâmetro interno do cilindro	[m]
d_2	Diâmetro externo do rotor	[m]
F	Força	[N]
F_M	Fator de Multiplicidade	[]
f_r	Coeficiente de resistência ao rolamento	[]
F_S	Fator de Serviço	[]
F_x	Força de resistência ao rolamento	[N]
i	Relação de Redução	[]
L	Comprimento	[m]
m	Massa	[kg]
M	Módulo	[]
M_t	Momento torsor	[N.m]
n_1	Rotação no motor pneumático	[Hz]
n_2	Rotação no motor	[Hz]
n_3	Rotação da rolo de tração	[Hz]
n_4	Rotação da roda do veículo	[Hz]
n_p	Número de parafusos	[]
P	Potência	[W]
p	Passo	[]
P_e	Potência de entrada	[W]
P_p	Potência de projeto	[W]
p_r	Pressão	[Pa]
r	Raio	[m]
T	Torque	[N.m]
t	Tempo	[s]
v	Velocidade	[m/s]
X'	Número de elos fracionários	[]
w	Velocidade Angular	[rad/s]

W	Peso	[N]
W_t	Momento resistente	[m ³]
Z	Número de dentes	[]
α	Aceleração Angular	[rad/s ²]
η	Rendimento	[]
τ_p	Tensão de cisalhamento no parafuso	[Pa]
τ_t	Tensão de torção no eixo superior	[Pa]
τ_{inf}	Tensão de cisalhamento eixo inferior	[Pa]
$\tau_{t adm}$	Tensão de torção admissível	[Pa]
$\tau_{s adm}$	Tensão de cisalhamento admissível	[Pa]

1 INTRODUÇÃO

Historicamente, a visão estratégica e política dos governos no Brasil tornaram a matriz de transporte predominantemente rodoviária. Em um país com as dimensões territoriais tão abrangentes, o transporte de pessoas e a movimentação de cargas adquiriram uma importância estratégica no crescimento de empresas atuantes na fabricação de veículos rodoviários. O estreitamento entre as relações comerciais provocadas pela globalização, o avanço nos meios de transporte e na malha rodoviária, bem como o aumento da produção agrícola e industrial foram fatores determinantes para o crescimento na demanda de produtos oriundos de fabricantes atuantes no segmento de transporte de cargas e passageiros.

A produção brasileira de carrocerias tem como um de seus elementos propulsores a elevada demanda do mercado local, decorrente de sua numerosa população e da predominância do transporte rodoviário sobre as demais modalidades de transporte (Hougaz, 2005, apud Peres, 2006). No segmento de carrocerias para ônibus, a indústria mundial é bastante pulverizada, distribuída entre cerca de 250 principais fabricantes que utilizam componentes mecânicos (chassi) de aproximadamente 50 fabricantes diferentes. Neste segmento, o Brasil encontra-se entre os maiores produtores mundiais em 2008, obtendo o recorde de produção em 2008, onde a produção alcançou o patamar de 35 mil unidades anuais, conforme a figura 1.1.

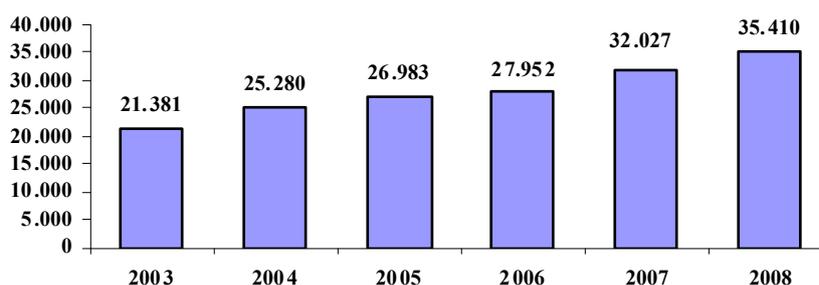


Figura 1.1: Produção Nacional de Carrocerias de Ônibus.

Fonte: Anfavea (2008).

Segundo os dados publicados no Anuário Estatístico da Indústria Automobilística Brasileira em 2009, chega-se a conclusão que ao longo dos últimos anos, a produção de carrocerias do Brasil tem se voltado de forma crescente para o mercado externo, concentrando-se principalmente para a América Latina, África, Oriente Médio, Rússia e Índia. Entre os anos de

2000 a 2002, o percentual de exportação foi aproximadamente 28% da produção nacional e entre os anos de 2003 a 2008 esse percentual subiu para 34,6%.

A caracterização destas indústrias quanto aos processos de fabricação e montagem pode ser dividida entre dois tipos de empresas (Bernardes, 2002). As grandes montadoras, atuantes no mercado mundial na manufatura de veículos leves, fabricam o sistema motriz e a plataforma de sustentação ou chassi. A montagem final do veículo, incorporando as carrocerias rodoviárias, é realizada pelas encarroçadoras. Em ambas, há a necessidade de movimentação dos produtos para o escoamento da produção. Nas encarroçadoras, os processos de movimentação ocorrem através de guinchos elétricos e tratores com motores a combustão. O princípio de funcionamento do guincho elétrico é puxar o veículo e o do trator é rebocá-lo. Em ambas as formas há limitações usuais, embora satisfaçam em parte as necessidades do processo. Quando utilizado o guincho elétrico é necessária a previsão de uma estrutura que o ancore, limitando a flexibilidade na fábrica em compor um novo *layout* para as linhas de montagem. No caso da utilização do trator, a flexibilidade celular é preservada, mas traz problemas de cunho ambiental e de saúde dos funcionários devido à exposição dos gases resultantes da combustão dentro do ambiente fabril.

Assim, o presente trabalho aborda um estudo de caso no segmento de implementos rodoviários, que atrelada a necessidade processual e a demanda crescente de produtos oriundos do segmento, surge a oportunidade para o desenvolvimento de soluções alternativas aos processos utilizados atualmente. Devido à farta disponibilidade de ar comprimido no ambiente fabril, onde se utiliza inúmeras ferramentas pneumáticas nos demais processos de fabricação e montagem, uma possível solução é movimentar as carrocerias fazendo uso dessa energia. Frente aos processos atuais, onde a movimentação ocorre através da energia elétrica ou de combustível fóssil, pode-se estabelecer um comparativo com as ferramentas pneumáticas. Segundo a Atlas Copco (1976), a simplicidade construtiva e funcional, a confiabilidade e a segurança operacionais são as razões para a crescente utilização das ferramentas pneumáticas na indústria.

Diante da competitividade mercadológica, fazem-se necessários o uso de ferramentas que diminuam o tempo de resposta no encontro da solução de problemas. O uso da modelagem de sólidos por computador, segundo Pahl et al. (2005), é uma das ferramentas metodológicas que modificam os métodos de projeto, as estruturas de trabalho, bem como a criatividade e o processo mental do projetista. Além da determinação das características físicas dos produtos, a modelagem pode ser uma ferramenta necessária no desenvolvimento de uma solução, que aliada ao aumento da velocidade, da capacidade de processamento dos computadores e da necessidade de estudos de máquinas sofisticadas, tornou-se uma das principais formas que contribuíram para o desenvolvimento de técnicas de análise e projeto de máquinas. Aliado a essa ferramenta, a

disposição de sistemas inteligentes, baseados no conhecimento, como catálogos eletrônicos de fornecedores, disponibilizam informações e soluções consolidadas, que juntamente com a combinação do conhecimento de projetos anteriormente realizados, otimizam e dão maior comodidade ao projetista.

1.1 Objetivo Geral

O objetivo geral do trabalho é desenvolver uma solução alternativa as atuais para movimentar os produtos oriundos da indústria de implementos rodoviários, fazendo uso do ar comprimido como energia disponível.

1.1.1 Objetivos Específicos

- Desenvolver um conceito de ferramenta pneumática para satisfazer os parâmetros do processo;
- Modelar a ferramenta utilizando a tecnologia de apoio ao projeto orientado por computador;
- Projetar e construir um protótipo da ferramenta, incluindo o motor pneumático;
- Testar a ferramenta em campo, a fim de verificar se haverá atendimento aos parâmetros do processo;
- Utilizar uma metodologia para o desenvolvimento do projeto.

1.2 Limitações de Estudo

O trabalho apresenta limitações de estudo quanto à aplicação de materiais e dimensionamento estrutural. Não serão descritos as tolerâncias geométricas, os materiais e os tratamentos térmicos e superficiais usados para os componentes usados na fabricação do protótipo, salvo para as chapas laterais do chassi e para aqueles em que foi descrito o dimensionamento, que são os eixos do sistema de rolos, motor pneumático de palhetas e transmissão planetária do sistema motopropulsor. A análise do sistema motopropulsor limita-se ao desenvolvimento dimensional para construção do motor pneumático e dos módulos do sistema de transmissão planetário. No sistema de rolos será feita a análise dimensional e estrutural, abordando o dimensionamento dos eixos dos rolos inferiores, do eixo do rolo de tração superior e dos parafusos que fazem a ligação entre o eixo de tração e o rolo superior. O projeto também não aborda as questões relativas aos custos de projeto.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo são abordados três assuntos principais: os motores pneumáticos, as transmissões planetárias e as transmissões por corrente. Essas informações servirão de subsídio para o desenvolvimento do trabalho. Quanto aos motores pneumáticos, aborda-se os assuntos referentes aos tipos, características, princípio e parâmetros de funcionamento. Para as transmissões planetárias, mostra-se o princípio de funcionamento, a aplicação, os parâmetros de redução e rendimento e os tipos e suas relações de redução. Por conseguinte, os parâmetros de redução, rendimento, as vantagens e as desvantagens em relação às engrenagens cilíndricas são os itens mostrados na revisão a respeito das transmissões por corrente.

2.1 Motores Pneumáticos

Segundo Souza (1991), denomina-se máquina de fluxo aquela em que o meio de trabalho é um fluido em escoamento contínuo, como ocorre com os motores pneumáticos. Existem vários tipos de motores pneumáticos embora três tipos sejam mais usuais: palhetas, pistão e turbina e estes se baseiam em um dos dois princípios de fluxo: dinâmico e deslocamento positivo (Atlas Copco, 1976). A escolha dependerá da aplicação da ferramenta pneumática. Nos motores de fluxo, mais conhecidos com a nomenclatura de turbina, o ar flui continuamente através do motor e a energia deste fluxo é transformada em movimento rotativo. Existem dois tipos de turbinas que se caracterizam quanto ao sentido de escoamento do ar em relação ao eixo principal: axial e radial, mostradas na figura 2.1.

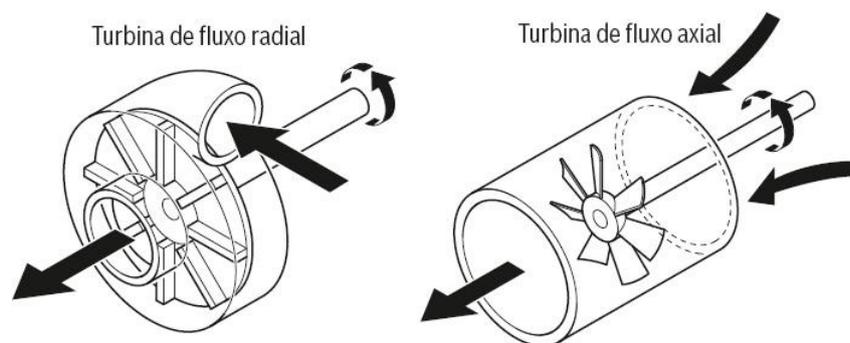


Figura 2.1: Tipos de Turbina. Fonte: Bosh (2008)

Na turbina axial a alimentação é no mesmo sentido do fluxo de ar e tangencial nas turbinas radiais. Diferem-se também na questão dimensional: as axiais possuem menor diâmetro e são mais compridas, principalmente quando possuem vários estágios. Em resumo, os motores

de turbina conferem ao projeto tamanho e peso reduzidos e maior potência. Porém, são mais sensíveis ao ar contaminado e de custo mais elevado de fabricação. Em motores de deslocamento positivo, o ar comprimido é introduzido em câmaras de volume variável gerando movimento rotativo ou linear (Bosh, 2008). Nos motores com movimento linear as câmaras são o volume interno deslocado pelo pistão no cilindro. Geralmente motores lineares oscilantes, durante a operação, executam um movimento alternativo automático, cuja frequência pode ser determinada pela vazão de ar e válvulas de controle de movimento integradas no próprio motor. Segundo Stewart (1981), o motor pneumático de pistão é utilizado em ferramentas quando é desejada maior potência e menos rotação, podendo citar alguns exemplos de aplicação: martelos de percussão, rebitadores e desencrustadores de agulhas.

Segundo a Atlas Copco (1976), algumas características diferem o motor pneumático de outros tipos de motores e, inevitavelmente, a comparação ocorre com o seu concorrente mais próximo: o motor elétrico. Um motor pneumático pode partir e parar continuamente e ser colocado em sobrecarga, visto que o torque aumenta com a carga aplicada, sem que haja qualquer dano. As dimensões de um motor pneumático são inferiores as de um motor elétrico de mesma capacidade, geralmente essa relação é de um quarto no peso e um sexto no dimensional.

A velocidade e o torque podem ser variados a qualquer momento através da pressão de serviço disponível, podendo ser projetado para terem a condição de giro do motor nos dois sentidos: horário e anti-horário; em aplicações que demandam essa necessidade, havendo perda de rendimento quando há a exigência da reversibilidade. Os motores pneumáticos são ideais para trabalhar em ambientes onde há o risco de explosão, como em refinarias e também podem ser utilizados em condições úmidas ou com presença de líquidos, não havendo risco de choque elétrico, pois não geram faíscas (Stewart, 1981).

2.1.1 Motor de Palhetas

O movimento rotativo define o funcionamento dos motores cilíndricos de palhetas cujas câmaras são chamadas de células ou lamelas. O motor de palhetas, mostrado na figura 2.2 é o mais comum e usado em ferramentas pneumáticas devido a relativa simplicidade construtiva e segurança funcional em relação aos demais tipos (Atlas Copco, 1976).

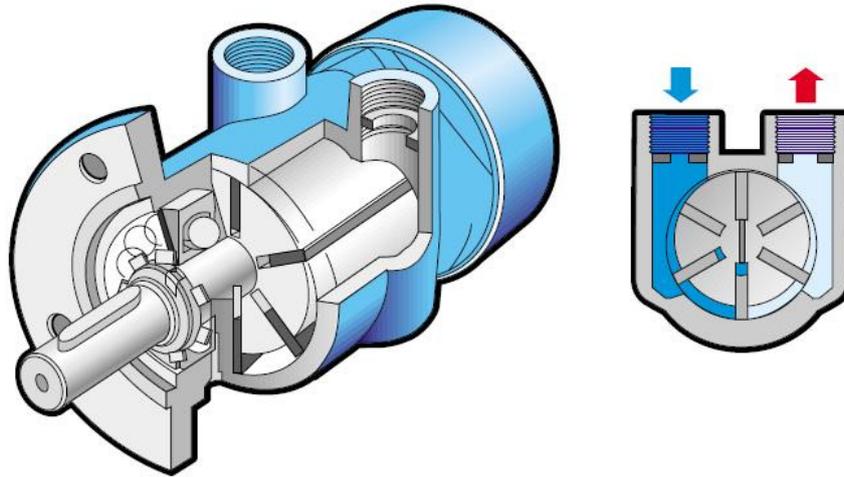


Figura 2.2: Motor de Palhetas. Fonte: Atlas Copco (2003).

O princípio de funcionamento do motor de palhetas é explicado pela injeção de ar comprimido para dentro do motor, exercendo pressão quando em contato com a superfície das palhetas, resultando em velocidade angular e momento torsor do rotor. O cilindro possui uma câmara excêntrica em relação ao seu diâmetro externo, permitindo que o rotor gire excêntricamente em relação a essa câmara. As palhetas estão confinadas nos rasgos do rotor, deslocando-se somente no sentido radial ao eixo do rotor para dividir a câmara em diferentes tamanhos, transmitindo a força resultante da pressão do ar sobre sua área ao rotor. Com o giro do rotor, a força centrífuga impulsiona as palhetas contra as paredes da câmara, também chamadas de paredes internas do cilindro, vedando as câmaras individuais. A eficácia dessa vedação é chamada de vazamento interno e é um dos fatores preponderantes na eficiência do conjunto.

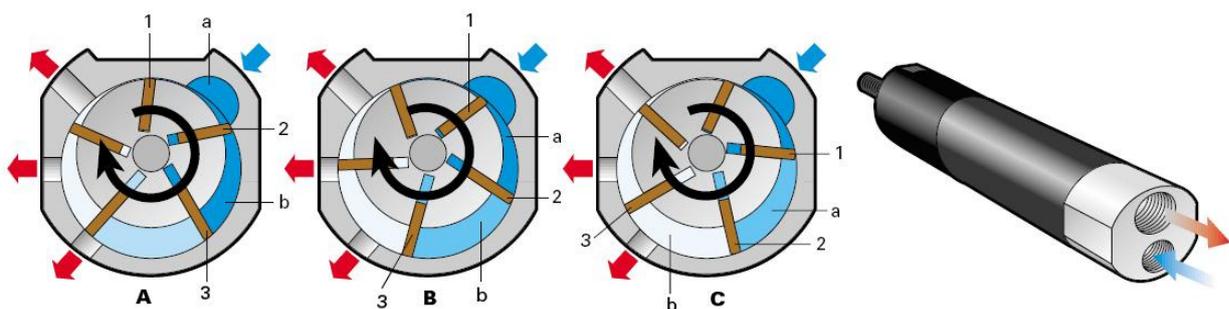


Figura 2.3: Fases de Funcionamento de um Motor de Palhetas.

Fonte: Atlas Copco (2003).

Entretanto, há uma sequência entre a entrada e a saída do ar na câmara. Acompanhando a ordem alfabética descrita na figura 2.3, o ar entra na câmara “a” e “b” e as pressiona, fazendo com que o rotor gire no sentido maior da palheta. A pressão será em todos os sentidos, mas o vetor força irá atuar no sentido aonde tiver a maior superfície. Em seguida, a rotação continua e o

ar flui para a próxima câmara. A cor azul mais clara na câmara “b” mostra que a pressão é menor que na câmara “a” devido aos vazamentos internos. Por último, o rotor gira mais um pouco e a câmara “b” é despressurizada por meio dos orifícios de saída para o ar contido no cilindro. A próxima será a câmara “a” e o ciclo se repete.

O desempenho de um motor pneumático depende da pressão de entrada do ar. Sendo esta pressão constante, através da regulação de pressão ajustável na linha de entrada do ar comprimido (Stewart, 1981, p. 327), as especificações de saída geradas possuem relação linear entre a velocidade angular e o torque, conforme mostra a figura 2.4.

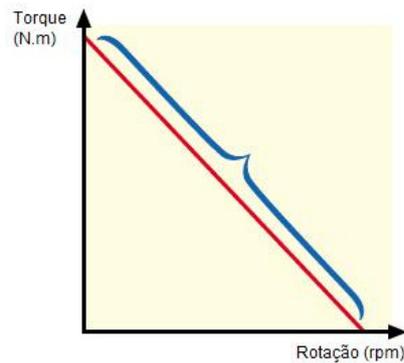


Figura 2.4: Relação Torque x Rotação em Motores de Palhetas. Fonte: Atlas Copco (2003).

Uma característica do motor pneumático é que pode trabalhar em toda sua faixa de rotação sem sofrer nenhum dano. Quando o motor está trabalhando na rotação máxima, o torque é praticamente nulo, pois não há nenhum esforço contrário oferecendo resistência, exceto o atrito das palhetas com a parede do cilindro. Dá-se o nome de velocidade livre quando o motor gira sem nenhuma resistência externa. O torque cresce à medida que se intensifica a resistência ao giro até chegar a um ponto máximo chamado de torque de parada, onde a rotação do eixo é nula. Esse valor geralmente é duas vezes maior que o torque na potência máxima, segundo Atlas Copco (1976), e varia de acordo com a rapidez com que é parado. Uma parada repentina resulta num torque maior do que uma parada lenta, resultado da inércia do rotor, conforme mostra a figura 2.5.

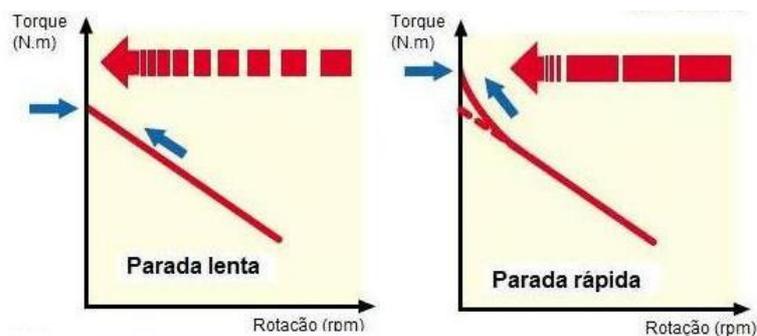


Figura 2.5: Variação de Torque devido a Velocidade de Parada. Fonte: Atlas Copco (2003).

A potência máxima é geralmente atingida quando o eixo gira na metade da sua rotação máxima (Atlas Copco, 1976, p. 297). O consumo de ar varia de acordo com a rotação, quanto maior, mais vezes se enchem as câmaras na mesma fração de tempo. Porém, mesmo que o motor não esteja girando, quando está no limite máximo do seu torque, o consumo não é nulo. Isto acontece devido às folgas permitindo o vazamento do ar comprimido. A figura 2.6 mostra a relação entre os parâmetros de um motor pneumático de palhetas.

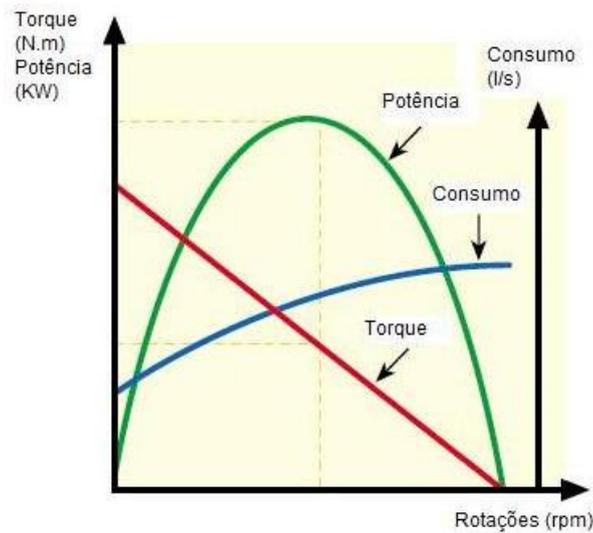


Figura 2.6: Parâmetros de Motores Pneumático de Palhetas. Fonte: Atlas Copco (2003).

Segundo Atlas Copco (2003), outra característica importante é o torque necessário de partida, que é variável conforme o ângulo que se encontram as palhetas em relação ao orifício de entrada de ar. Observa-se que a variação do torque na partida em função do ângulo das palhetas é maior em motores reversíveis e o torque mínimo de partida é menor do que em motores normais sem reversão.

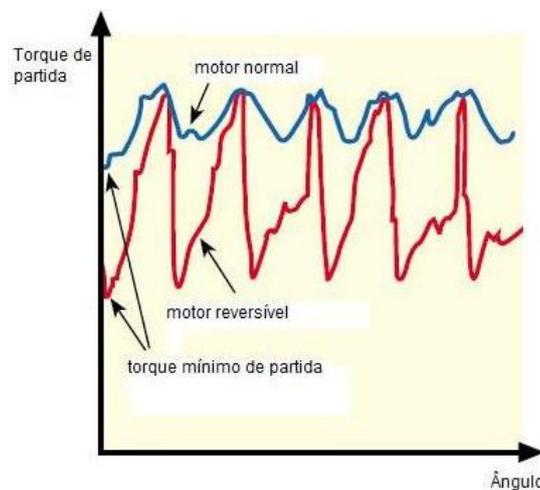


Figura 2.7: Torque de Partida em Motores Normais e Reversíveis. Fonte: Atlas Copco (2003).

2.2 Transmissão Planetária

A adoção de engrenagens em contato é essencialmente uma relação de troca de torque por velocidade e vice-versa, sendo que a transmissão planetária ou epicíclica é uma das alternativas de realizá-la. Segundo Oberg & Jones (1979), este tipo de transmissão proporciona um forma de se obter um projeto compacto de transmissão, obtendo grande redução de velocidade quando haja necessidade.

A transmissão planetária economiza muito espaço e peso sendo adequada para potências elevadas, permitindo relações de redução de 3 a 13 em um só estágio e até 140 para dois estágios, com um alto rendimento, cerca de 96 a 98% por estágio. (Niemann, 1971, p. 86, v. 2). A figura 2.8 mostra alguns dos tipos possíveis de transmissão planetária e as respectivas relações de redução.

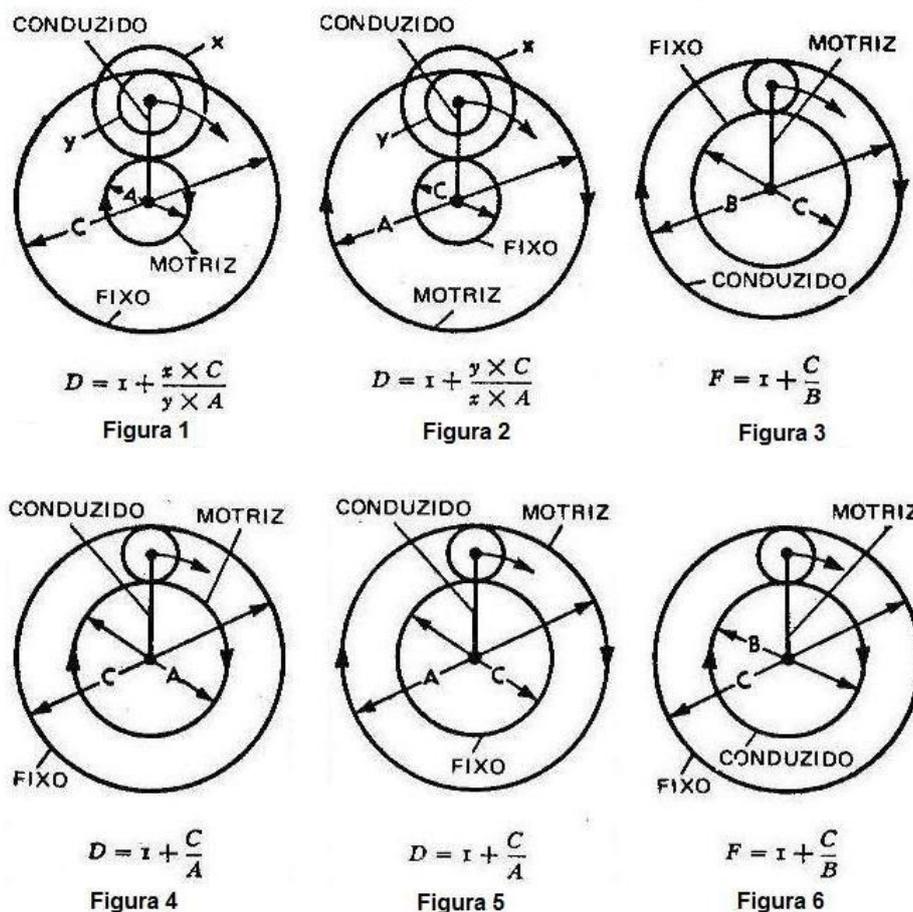


Figura 2.8: Tipos de relações Planetárias. Fonte: Oberg e Jones (1979).

Para Norton (2004), os sistemas planetários têm diversas vantagens aos convencionais: podem ter maiores razões de redução em relação às tradicionais, dimensões compactas,

concentricidade entre o eixo de entrada e o de saída e podem ser bidirecionais a partir de uma única entrada unidirecional.

2.3 Transmissão por Corrente

Algumas das características do sistema de transmissão por corrente é a razão constante, visto que nenhum deslizamento ou deformação lenta está envolvido (Shigley, 2004). Segundo Niemann (1971), emprega-se o uso desse tipo de transmissão quando há uma maior distância entre os eixos paralelos e para relações de transmissão de até 10 vezes, em casos extremos, quando o usual é até 6 vezes. Apresentam um ótimo rendimento, cerca de 97 a 98%. Outra opção, quando há uma maior distância entre eixos é a transmissão por correias, que são utilizadas tanto para eixos paralelos, como para eixos reversos. Possuem ainda a vantagem do funcionamento silencioso e capacidade considerável de absorver choques.

As transmissões por correntes possuem vantagens em relação às engrenagens cilíndricas, que vão do menor custo, visto que são padronizadas e disponíveis no mercado, ao fato de que podem acionar várias rodas (Shigley, 2004). Em contrapartida apresentam uma vida útil menor devido ao desgaste nas articulações.

Segundo Oberg & Jones (1979), as correntes de roletes padronizadas são fabricadas nas especificações da Norma ANSI B29.1 e geralmente são usadas para a transmissão de potência em máquinas industriais, máquinas ferramentas, motores a combustão e aplicações similares. A designação da corrente é dada por 3 algarismos, como mostra o modelo: ANSI-XY-Z, onde “X” é o algarismo que indica o número de $1/8$ ” no passo da corrente, “Y” diferencia a corrente entre comum (Y=0), leve (Y=1) e de bucha sem roletes (Y=5) e “Z” é o número de fileiras da corrente.

3 METODOLOGIA

A elaboração do esquema de trabalho segue a estrutura: introdução, desenvolvimento e conclusões, que segundo Lakatos & Marconi (2007), obedece à estrutura comum aos trabalhos científicos. Para o desenvolvimento da solução, torna-se necessário o uso de procedimento metódico, que estabeleça uma sistemática na busca dos propósitos e objetivos do trabalho.

Anteriormente a metodologia adotada para o trabalho, algumas definições serão abordadas. Segundo Vargas (2000), projeto é um empreendimento não repetitivo, caracterizado por uma seqüência clara e lógica de eventos, com início, meio e fim, que se destina a atingir um objetivo claro e definido, sendo conduzido por pessoas dentro de parâmetros pré-definidos de tempo, custo, recursos envolvidos e qualidade. Projeto é um esforço temporário realizado para criar um produto ou serviço, tendo um início e fim definido, e único, pois envolve fazer algo que não tenha sido feito antes (PMBOK, 2004). Os projetos de desenvolvimento de produtos objetivam a execução de uma idéia, ao longo de várias fases, até o lançamento do produto. Segundo a metodologia do PMI (2000), pode-se afirmar que os projetos de desenvolvimento de produtos sempre resultam em novos produtos, podendo ser classificados como:

- Produtos originais ou inovadores: não existe produto similar industrializado ou comercializado;
- Produtos aperfeiçoados: existe produto similar ou industrializado, sobre o qual são incorporadas melhorias ou derivados novos modelos de produtos;
- Produtos adaptados: existe produto similar ou industrializado, sobre o qual são realizadas adaptações para o atendimento de objetivos específicos ou são derivados novos modelos de produtos.

Em razão da complexidade dos projetos e diversidade dos segmentos industriais, existem diferentes propostas de ciclo de vida do projeto, sendo a de Valeriano (1998), definida como um ciclo geral de quatro fases:

- Fase de conceito – idéia inicial do produto, passando pela elaboração de uma proposta até a aprovação;
- Fase de Planejamento e organização – plano de projeto necessário à execução e controle;
- Fase de implementação ou de execução – obtenção do objetivo, compreendendo a execução das atividades e o controle das mesmas;

- Fase de encerramento – transferência dos resultados do projeto, com aceitação do cliente, seguida da avaliação geral do projeto e, desmobilização da estrutura e dos recursos à disposição do projeto.

De acordo com Baxter (2000), o processo de desenvolver produtos exige um conhecimento de diversas disciplinas, onde envolve as áreas da engenharia de processo, de produto e produção, além de habilidade e conhecimento de estética, estilo e ergonomia. Fica evidente que, por se tratar de uma atividade complexa, métodos sistemáticos ajudam no desenvolvimento da atividade.

Pahl & Beitz (1996), define as etapas de desenvolvimento de produtos compostas por: especificação de projeto, projeto conceitual, projeto preliminar e projeto detalhado. O modelo de Romano (2003) propõe o processo de desenvolvimento de produtos em três macro-fases: planejamento, desenvolvimento do projeto e implementação, subdivididos em oito fases. Na fase de desenvolvimento de projeto o modelo de romano é semelhante ao proposto por Pahl & Beitz (1996), conforme mostra a figura 3.1.

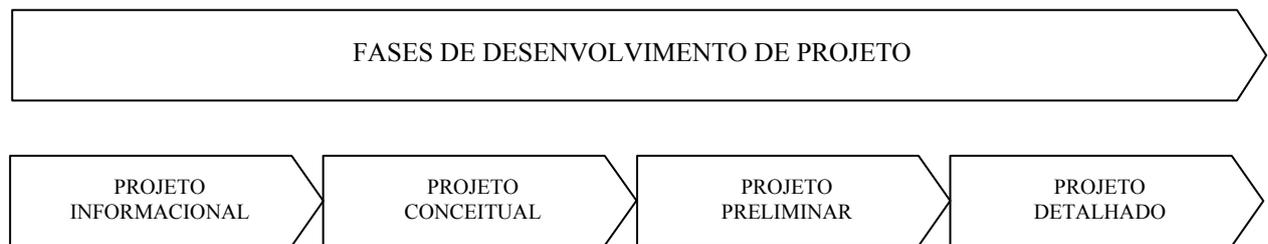


Figura 3.1: Metodologia de Projeto por Romano (2003).

De acordo com o processo proposto por Romano (2003), o planejamento do projeto visa orientar o desenvolvimento do produto nas suas demais fases. Na prática, essa fase compreende o planejamento dos recursos com o enfoque cronológico, amarrando as etapas do projeto de forma a vislumbrar qualquer ação que terá que ser tomada no futuro para concretização do projeto no tempo proposto. Na fase do desenvolvimento de projeto há a transformação das informações das necessidades dos clientes em informações técnicas detalhadas e, por fim, a implementação envolve ações de manufatura, marketing e validação, completando um processo evolutivo e obtendo a disponibilidade do produto para exercer sua finalidade. Este método possui arquitetura condizente a prática projetual para desenvolvimento de um novo produto ante o modelo de Valeriano (1998), onde há uma aplicação mais abrangente.

A metodologia científica adotada no desenvolvimento do projeto é uma adequação ao modelo proposto por Romano (2003), como mostra a figura 3.2:

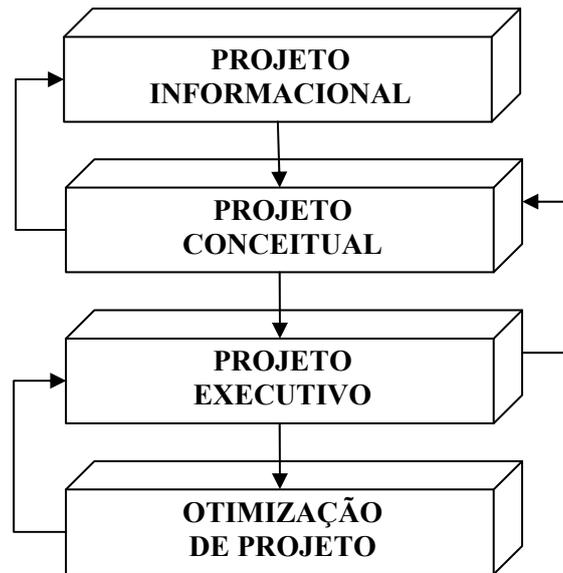


Figura 3.2: Metodologia Proposta para o Desenvolvimento do Projeto.

A figura 3.2 demonstra que as etapas de um projeto estão permanentemente sendo reavaliadas no seu transcorrer, devido o dinamismo da atividade projetual, onde todas as decisões tomadas sofrem constantes aperfeiçoamentos até se obter o protótipo.

4 ESTUDO DE CASO

O presente trabalho aborda o desenvolvimento de um conceito para movimentação de carrocerias rodoviárias através do projeto de uma ferramenta pneumática, mediante um estudo de caso na indústria de implementos rodoviários. Esse capítulo está estruturado conforme a metodologia de projeto adotada. Trata-se de um trabalho onde os parâmetros para desenvolvimento do projeto não estão claramente definidos e, segundo Gil (2002, p. 54), este é um dos propósitos para a crescente utilização do estudo de caso como modalidade de pesquisa.

Segundo Jung (2004), os meios de aquisição do conhecimento científico usados no desenvolvimento do estudo de caso são através da intuição, da experimentação e da racionalização. O conhecimento prévio sobre o assunto e a criatividade são fatores preponderantes que podem determinar novas idéias e propor novos processos e produtos, sendo ao mesmo tempo características da intuição do projetista. Parte das informações e parâmetros de projeto descritos no trabalho adquire-se de forma experimental, mediante realização de testes e medições. A confrontação das informações empíricas aborda-se de forma racional, buscando a explicação dos acontecimentos.

4.1 Projeto Informacional

A primeira etapa é o desenvolvimento do projeto informacional, buscando delimitar o problema através da identificação de requisitos ou parâmetros de projeto e formulá-los de maneira simples e com o mínimo de restrições. Segundo Pahl et al. (2005), esses requisitos subdividem-se em quatro etapas. A primeira é o atendimento aos requisitos básicos, nem sempre é manifestado pelo cliente porque são considerados lógicos e naturais de observação, mas que determinam o sucesso e a aprovação do projeto. Os requisitos explícitos são especificados de forma precisa e geralmente são parâmetros mensuráveis de caráter técnico. Contudo, frequentemente, nem os clientes se dão conta de todos os requisitos necessários a um projeto ou produto, também chamados de requisitos de atratividade, que quando bem utilizados podem diferenciá-los de seus concorrentes. Na visão de Kotler (1991), esses requisitos refletem na satisfação do consumidor e na rentabilidade das empresas, servindo de subsídio para o uso criativo dos elementos de *design* (desempenho, qualidade, durabilidade, aparência e custos), em conexão com os produtos, meio ambiente, informação e identidade. Kotler (2000) definiu o

elemento *design* como uma força de integração de uma empresa, que atua no *marketing* e engenharia, cliente e tecnologia, caracterizando-se como diferencial competitivo.

Segundo Tomke & Fugimoto (2000), dedicar grandes esforços nas fases iniciais do projeto, objetiva a resolução antecipada e proativa de problemas, tarefas diretamente relacionadas ao Projeto Informacional. É nessa fase o momento de coletar e analisar um conjunto de informações que especifiquem o produto com a maior clareza, a fim de orientar a geração de futuras soluções de projeto. Informações coletadas incorretamente ou não-obtidas nesse momento podem implicar na obtenção de soluções que não atenderão a qualidade final esperada pelo cliente, fato que certamente comprometerá o sucesso do produto.

Pahl et al. (2005) expõe formas de trabalho metódico para auxiliar no desenvolvimento do projeto informacional, que na maioria, são métodos gerais apresentados sob um novo *slogan*, que podem ser descritos resumidamente:

- Análise: é a aquisição de informações por decomposição e desdobramento do problema;
- Abstração: como estabelecer a generalização e a simplificação sem prescindir de detalhes;
- Síntese: processar as informações de forma a estabelecer as ligações entre os elementos de uma solução;
- Questionamento objetivo: relacionar um conjunto de questões para estimular o processo mental e intuitivo sobre o problema;
- Método da negação da nova concepção: questionar sempre ou duvidar metodicamente;
- Método do avanço: tentar estabelecer caminhos possíveis de uma solução inicial;
- Método do retrocesso: partir do objetivo e retroceder para tentar achar caminhos que poderiam chegar ao objetivo;
- Métodos da fatoração: decomposição de um sistema ou contexto em elementos compactos de menor complexidade;
- Métodos de sistematização: elaborar um campo de soluções, a partir de particularidades, denominado de variação sistemática do problema;
- Divisão do trabalho e trabalho conjunto: separar o que deve ser feito individualmente com o trabalho interdisciplinar.

Através do estudo de caso na indústria de implementos rodoviários, o problema a ser solucionado é a movimentação de carrocerias rodoviárias. Os parâmetros levantados foram analisados e mediante uma síntese dos dados coletados, os parâmetros definitivos para o desenvolvimento do projeto conceitual foram estabelecidos, conforme figura 4.1.

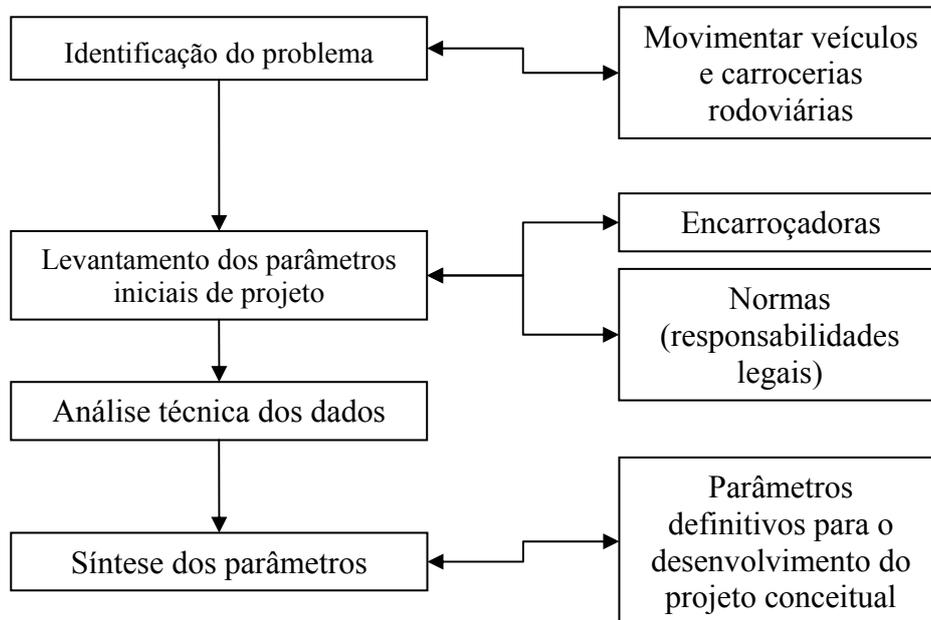


Figura 4.1: Método Adotado no Trabalho para o Estudo de Caso.

4.1.1 Levantamento e Análise dos Parâmetros de Projeto

Uma das primeiras etapas do projeto informacional foi fazer uma busca visando identificar as principais empresas fabricantes, também conhecidas como encarroçadoras, para se conhecer melhor as características dos veículos e das carrocerias a serem movimentadas. Foram realizados dois levantamentos entre as empresas com as maiores participações no mercado produtivo. O primeiro levantamento foi no ramo de carrocerias de ônibus, levando em consideração os dois últimos anos, de acordo com a tabela 4.1. O segundo levantamento foi no segmento de Implementos Rodoviários, que segundo a Federação Nacional de Distribuição de Veículos Automotores (2008), mostra a porcentagem de participação no mercado por empresa no primeiro semestre de 2008, onde as empresas com maior participação foram: Random (31%), Guerra (18%) e Fachini (16%).

Tabela 4.1: Empresas com Maior Participação no Mercado de Carrocerias de Ônibus.

Fonte: Anfavea (2008)

Empresas/Anos	Rodoviários		Urbanos		Micros e Miniônibus	
	2007	2008	2007	2008	2007	2008
Marcopolo	51%	50%	42%	38%	26%	25%
Busscar	29%	25%	8%	8%	12%	14%
Comil	9%	12%	8%	6%	8%	12%
Induscar/Caio	2%	2%	31%	36%	13%	10%
Metalbus/Maxibus	1%	0%	0%	0%	8%	1%
Irizar	6%	5%	0%	0%	0%	0%
Neobus	2%	2%	7%	9%	28%	29%
Mascarello	0%	4%	4%	3%	5%	9%

Quando se projeta, surgem as primeiras indagações a respeito dos objetivos a serem alcançados no projeto informacional. Estes objetivos, neste caso, são parâmetros ou especificações de projeto para satisfazerem as necessidades do processo. Como o requisito do processo é a movimentação dos produtos das empresas levantadas, compostos basicamente por carrocerias e ônibus rodoviários, identificou-se os produtos de maior peso dentre os disponibilizados no segmento. A média de peso dos ônibus rodoviários ficou em torno de 21 toneladas, sendo que o maior modelo de ônibus é também o mais pesado, conforme mostra a figura 4.2, tendo 23,4 toneladas. No segmento de implementos rodoviários, um levantamento mostrou que o modelo mais pesado é o semi-reboque basculante articulado, cuja massa é 18,2 toneladas, conforme mostrado na figura 4.3. A capacidade máxima de movimentação a ser utilizado como parâmetro de projeto para desenvolvimento da ferramenta será 25 toneladas. Juntamente com o peso, outros parâmetros levantados foram as dimensões, conforme mostradas na figuras 4.4 e 4.5.



Figura 4.2: Modelo de Ônibus Rodoviário com Maior Peso.

Fonte: Marcopolo (2009).



Figura 4.3: Modelo de Carroceria Rodoviária com Maior Peso.

Fonte: Guerra (2009).

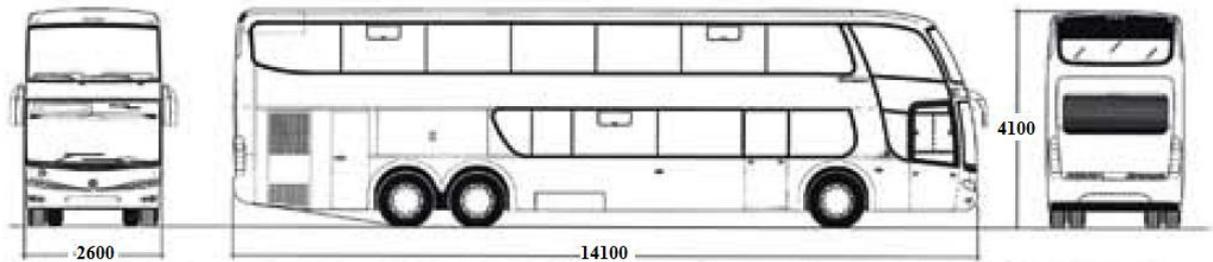


Figura 4.4: Dimensões do Modelo de Ônibus Rodoviário com Maior Peso.

Fonte: Marcopolo (2009).

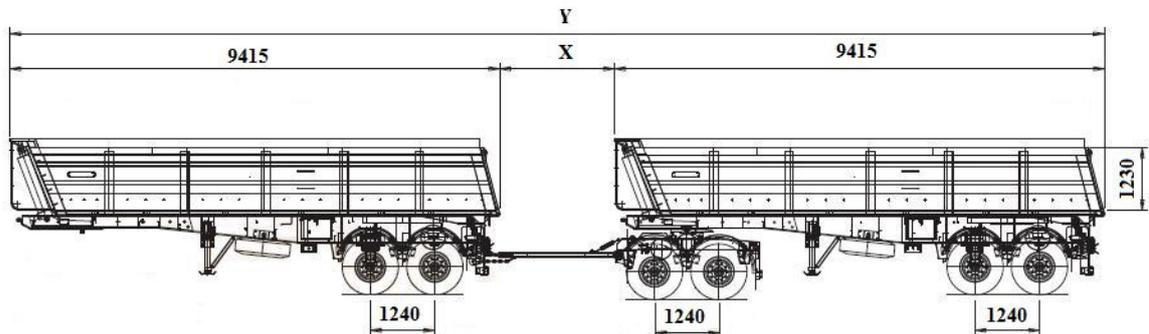


Figura 4.5: Dimensões do Modelo de Carroceria Rodoviária com Maior Peso.

Fonte: Guerra (2009).

Outro parâmetro considerado importante é a altura do pneu. A norma NBR NM251 estabelece requisitos, métodos e ensaios de ressulcagem para pneus novos de camionetas e seus derivados, ônibus, caminhões e seus rebocados. A referência de altura usada deriva de dados fornecidos pelo INMETRO (2001), através da Norma nº NIE-DQUAL-044, que estabelece regras específicas para pneus novos de automóveis, caminhões e ônibus, conforme mostrados na tabela 4.2. Analisando os dados da tabela 4.2, chega-se a conclusão que a medida do diâmetro externo do pneu novo varia entre 928 e 1152 mm. A medida do diâmetro externo do pneu será especificada em 1000 mm para facilitar os cálculos posteriores, visto que a média entre o valor máximo e mínimo de um pneu normal novo corresponde a 1040 mm.

Tabela 4.2: Pneus Diagonais para Caminhões e Ônibus.

Fonte: Inmetro (2000).

Designação Do tamanho do pneu	Largura do aro medição mm (pol.)	Diâmetro externo do pneu (mm)						Largura da secção do pneu (mm)		Carga por Pneu* (kg)	Pressão de inflação kPa (lb/pol ²)
		Novo			Serviço			Novo	Serviço		
		Normal	Extra	Especial	Normal	Extra	Especial				
7.50-20	152,4 (6.00)	928	-	945	969	-	987	213	233	1550 (E) 1800 (F)	550 (80) 690 (100)
8.25-20	165,1 (6.50)	970	978	988	1011	1019	1030	234	257	1700 (E) 1900 (F) 2060 (G)	515 (75) 585 (85) 690 (100)
9.00-20	177,8 (7.00)	1012	1025	1032	1059	1072	1080	256	282	2240 (F) 2500 (G)	620 (90) 690 (100)
10.00-20	190,5 (7.50)	1050	1063	1069	1097	1112	1117	275	303	2650 (G) 3000 (H)	655 (95) 760 (110)
11.00-20	203,2 (8.00)	1080	1095	1100	1130	1146	1152	291	319	3000 (G) 3250 (H)	655 (95) 725 (105)
11.00-22	203,2 (8.00)	1132	1147	1152	1181	1197	1202	291	319	3075 (G) 3350 (H)	655 (95) 725(105)

No campo das responsabilidades legais, fontes de consultas como uma norma para desenvolvimento ou uso adequado de ferramentas pneumáticas foram buscadas, mas não encontrou-se nenhuma evidência no âmbito nacional de sua existência. Contudo, é sabido que uma ferramenta pneumática é fonte geradora de ruído e, portanto, sujeita a especificações de projeto. Uma norma que regulamenta o tempo máximo permissível de uma pessoa ao ruído é a norma regulamentadora NR-15. A prática projetual segundo levantamento realizado dentre fabricantes de ferramentas pneumáticas mostra que o limite de ruído varia de acordo com o modelo e característica do equipamento, mas situa-se entre o valor de 75 a 85 dB.

No projeto de uma ferramenta pneumática é necessário especificar a pressão de funcionamento. Dependendo da aplicação, o ar comprimido é necessário em diferentes níveis de pressão e é feita uma distinção entre as seguintes faixas (Bosh, 2008):

- Faixa de baixa pressão até 10 bar;
- Faixa de média pressão 10 a 15 bar;
- Faixa de alta pressão 15 a 40 bar;
- Faixa de ultra-alta pressão 40 a 400 bar.

Segundo Stewart (1981, p. 328), as ferramentas pneumáticas são alimentadas com ar comprimido a cerca de 6 bárias manométricas. A prática industrial mostra que a faixa de pressão utilizada em projetos de ferramentas manuais que equaliza a melhor condição entre economia, desempenho e durabilidade é entre 600 a 700 kPa (Atlas Copco, 1976). O valor definido para utilização como parâmetro no projeto é de 650 kPa, que corresponde a média dos valores

utilizados no desenvolvimento de projetos de ferramentas pneumáticas. Esse valor corresponde a pressão de entrada de ar na entrada da ferramenta pneumática e não é abordado no trabalho os meios para se obter a equalização dessa pressão, visto ser um assunto pertinente a instalações de redes de ar comprimido.

Entende-se que para projetar uma ferramenta para movimentar veículos com até 25 toneladas, é preciso conhecer a força e o torque necessários para tirar o veículo do repouso. Primeiramente, foi preciso conhecer os parâmetros de velocidade e aceleração necessários no processo de movimentação do veículo. As questões relativas às distâncias percorridas pelos veículos, ao serem transportados nas linhas de montagem, são valores que variam de acordo com as dimensões de cada fábrica em valores que não são sensíveis para o projeto, pois essa variação não trará conseqüências no desenvolvimento e na aplicação da ferramenta. Para realização dos cálculos, se estabeleceu os seguintes parâmetros: o veículo deve levar o tempo de 1s, partindo do repouso, para atingir a velocidade de movimentação especificada de 0,2 m/s. O veículo será movimentado em linha reta, sem fazer curvas. A variação no tempo em que o veículo permanecerá com velocidade constante não varia significativamente, em função da mudança de processo em diferentes linhas de montagem. Portanto, também não é sensível ao projeto, pois o maior esforço, que servirá de parâmetro, é na fase inicial do movimento, onde é necessário romper o atrito estático de rolamento para tirar o veículo do repouso. O esforço para manter o movimento é menor durante a inércia do sistema, sofrendo a resistência do atrito dinâmico, conforme a figura 4.6.

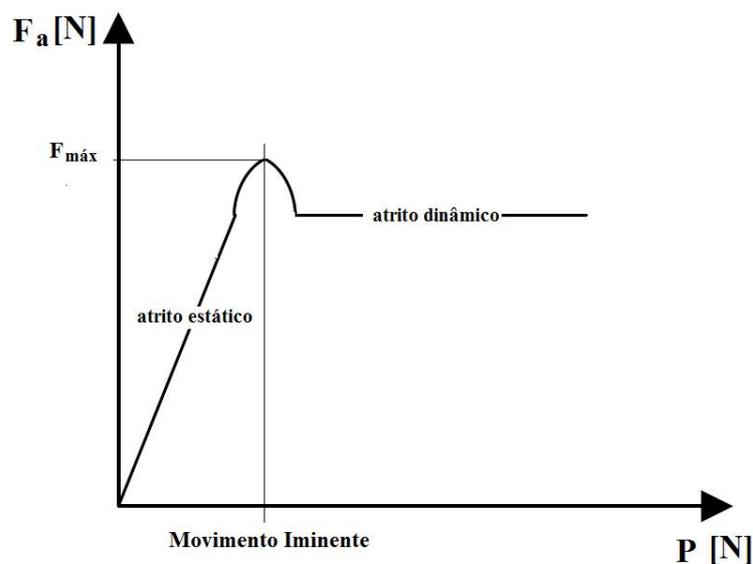


Figura 4.6: Relação entre as Forças de Atrito e o Peso do Veículo.

Portanto, as especificações relacionadas à cinemática do movimento de deslocamento do veículo são:

- Massa do veículo (m) = 25000 [kg]
- Velocidade (v) = 0,2 [m/s]
- Tempo de aceleração (t) = 1 [s]

Através da equação 4.1 tem-se a aceleração do veículo igual a $0,2 \text{ m/s}^2$, que pode ser analisada através da figura 4.7.

$$a = \frac{\partial v}{\partial t} \quad (1)$$

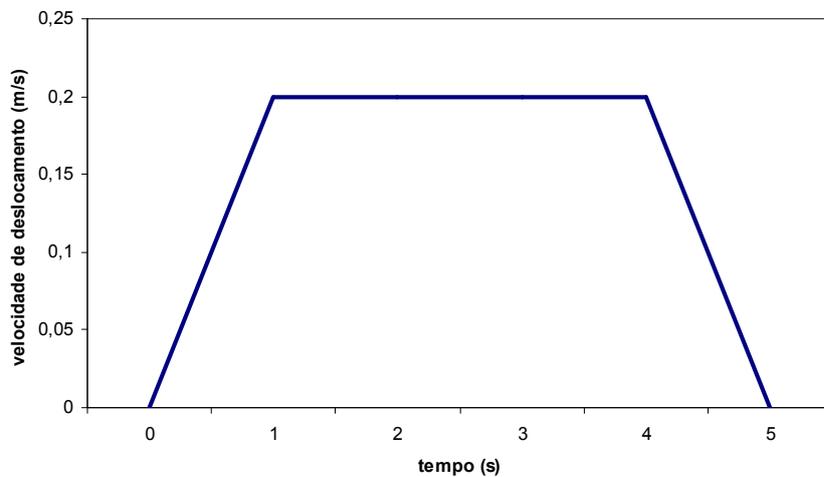


Figura 4.7: Aceleração do Veículo.

Analisando o movimento angular da roda, têm-se os valores de velocidade (w) igual a 0,4 rad/s e aceleração de $0,4 \text{ rad/s}^2$, cuja análise pode ser feita através da figura 4.8.

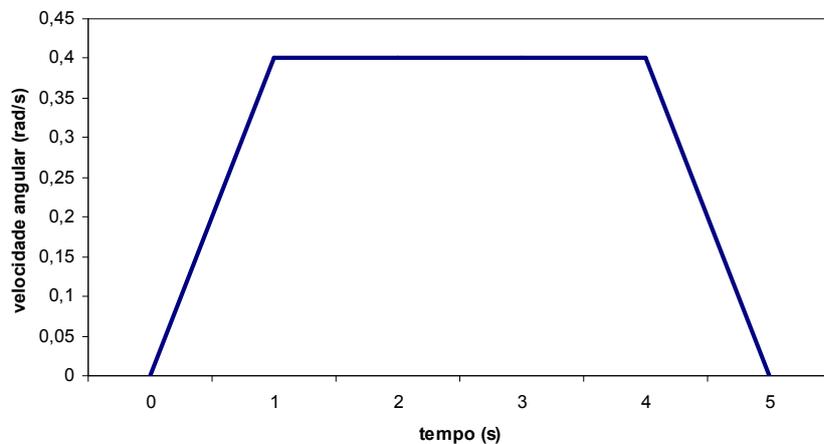


Figura 4.8: Aceleração Angular da Roda do Veículo.

O próximo parâmetro descoberto trata-se da força necessária para movimentação do veículo. Essa força de resistência ao movimento (F_w), de acordo com Gillespie (1992), depende de várias outras forças, como: força de resistência ao rolamento (F_x), força de arrasto aerodinâmico (F_{at}) e força de resistência à subida (F_{st}). As forças envolvidas no sistema são apresentadas na figura 4.9. Devido à variabilidade de tipos de pisos, fica definido que o padrão adotado é o piso de cimento ou alvenaria rígido e plano, sem rampas ou obstáculos, visto a grande utilização em ambientes fabris. Portanto, a força de resistência a subida é igual a zero.

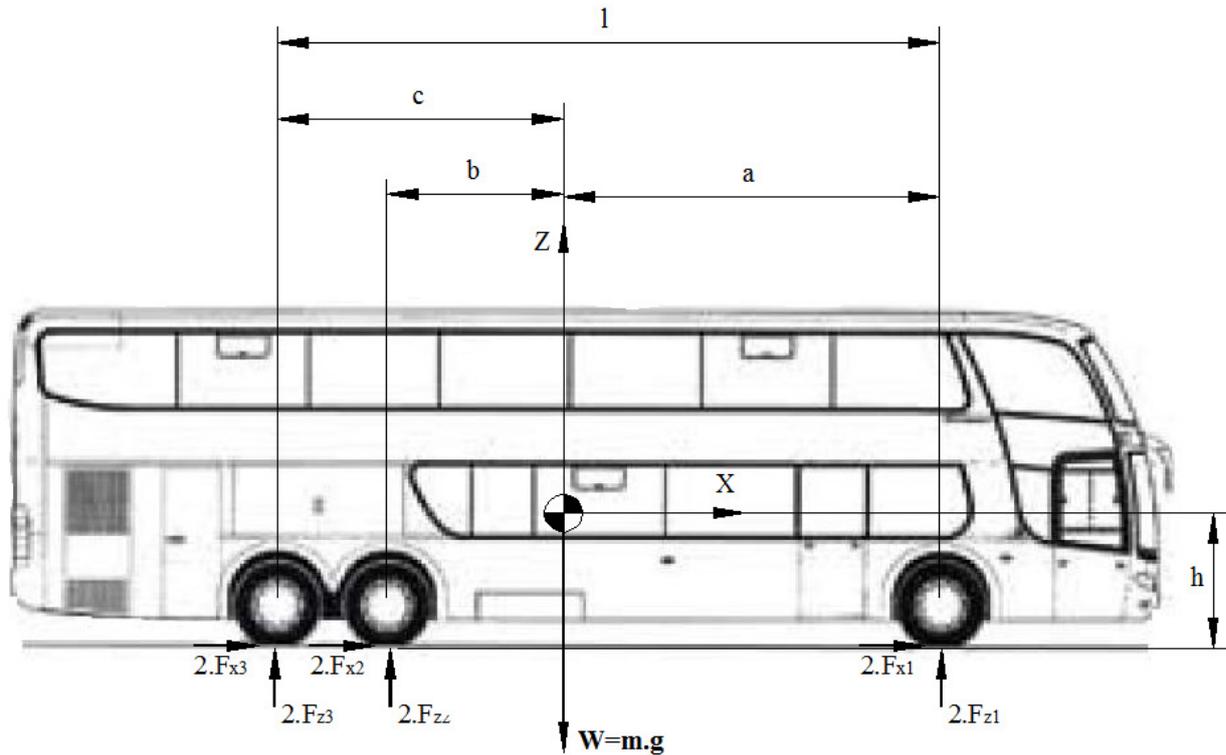


Figura 4.9: Diagrama de Forças do Veículo.

A resistência ao rolamento é uma força restritiva ao rolamento dos pneus. Segundo Gillespie (1992), quando o movimento do veículo ocorre em baixas velocidades sobre um pavimento rígido, a principal componente da força restritiva que atua no veículo, é a resistência ao rolamento. A força do arrasto aerodinâmico pode, neste caso, ser desprezada devido à baixa velocidade de deslocamento do veículo (0,2 m/s). A resistência ao rolamento deve-se aos seguintes fatores: temperatura do pneu, pressão de inflação do pneu, velocidade; material e desenho da banda de rodagem e forças de escorregamento.

Contudo, a resistência ao rolamento é a soma das resistências nos eixos do veículo, mostrado pela equação 2 e pela figura 4.9.

$$F_x = F_{x1} + F_{x2} + F_{x3} = f_r \cdot W \quad (2)$$

A força F_{x1} é a resistência ao rolamento no eixo dianteiro, F_{x2} e F_{x3} são as forças de resistência nos eixos traseiros, f_r é o coeficiente de resistência ao rolamento e W é o peso do veículo. Devido à baixa velocidade e a linearidade do movimento desejado, a equação 2 leva em consideração o peso estático do veículo. Na teoria dinâmica, a transferência do peso entre os eixos do veículo é importante, mas traz complexidade matemática sem oferecer melhoras significativas nesse caso.

Segundo Gillespie (1992), a resistência ao rolamento sofre o efeito da velocidade de movimentação do veículo, visto que varia a deformação e a vibração no corpo do pneu de acordo, sendo o seu coeficiente, para efeito de cálculo, um valor constante para velocidades abaixo de 100 km/h. Esse valor pode ser encontrado na figura 4.10, onde também se pode verificar o comportamento do coeficiente de atrito ao rolamento para alguns tipos de piso.

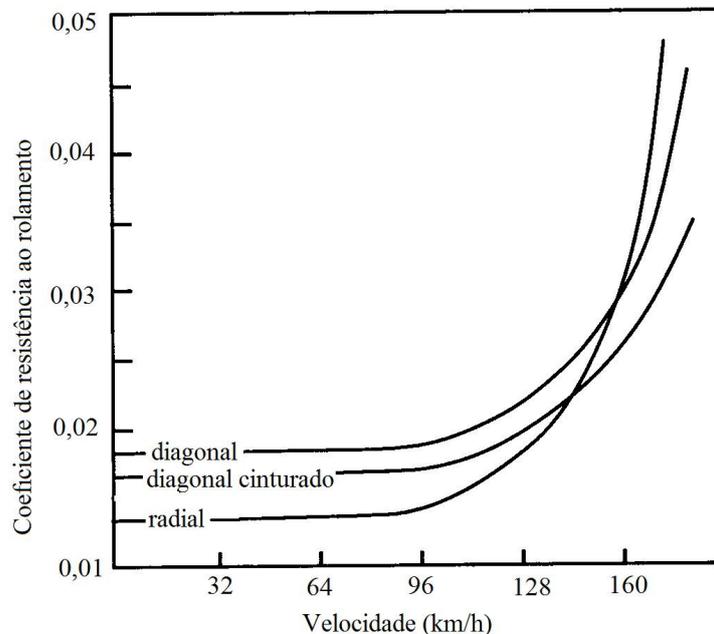


Figura 4.10: Resistência ao Rolamento em função da Velocidade

Fonte: Gillespie (1992, p. 114)

A temperatura tem efeito significativo na resistência ao rolamento, resultado do atrito do pneu com a superfície, mas não trará influencia significativa nos sistema devido à baixa velocidade de deslocamento do veículo. Outro fator importante é a pressão interna do pneu, que determina a deformação na banda de rodagem e a área de contato do pneu com a superfície e também depende da rigidez desse contato. Embora sejam vários os fatores que influenciem o coeficiente de rolamento, uma análise genérica, feita por Gillespie (1992), mostra que o coeficiente de resistência ao rolamento pode ser estimado como uma constante, de acordo com o

tipo de veículo, e a superfície de contato, conforme mostrado na tabela 4.3. O valor do coeficiente de rolamento adotado, de acordo com os parâmetros do trabalho, é de 0,012. Portanto, de acordo com a equação 2, tem-se que a força de resistência ao rolamento (F_x) é de aproximadamente 3000 N.

Tabela 4.3: Valores Típicos para o Coeficiente de Rolamento. Fonte: Gillespie (1992, p.117)

Tipo de veículo	Superfície		
	Concreto	Média dureza	Areia
Carros de passeio	0,015	0,08	0,30
Veículos pesados (caminhões e ônibus)	0,012	0,06	0,25
Tratores	0,02	0,04	0,20

O principal parâmetro a ser analisado é o torque necessário para movimentar o veículo a partir do repouso. Esse dado foi obtido através da medição na roda do veículo e foi realizado em campo. Para tal, foi utilizado um torquímetro com escala até 12000 N.m e foi construído um dispositivo para adaptação nos parafusos da roda, conforme mostra a figura 4.11. O valor do diâmetro externo do pneu foi medido, encontrando-se o valor de 1000 mm, em acordo com o valor proposto na tabela 4.2. O torque encontrado para movimentar o veículo a partir do repouso foi de 1800 N.m.



Figura 4.11: Medição Realizada em Campo.

Portanto, tem-se, através da tabela 4.4, a síntese dos parâmetros para o desenvolvimento do projeto conceitual.

Tabela 4.4: Síntese dos Parâmetros de Projeto

Parâmetros de Projeto	
Massa do veículo (m) = 25000 [kg]	Raio externo da roda (r) = 0,5 [m]
Velocidade (v) = 0,2 [m/s]	Velocidade angular (w) = 0,4 [rad/s]
Tempo de aceleração (t) = 1 [s]	Aceleração angular (α) = 0,4 [rad/s ²]
Aceleração (a) = 0,2 [m/s ²]	Rotação (n) = 0,08 [Hz]
Força (Fx) = 3000 [N]	Torque (T) = 1800 [N.m]
Pressão de trabalho (p _r) = 650x10 ³ [Pa]	Ruído ≤ 85 dB

4.2 Projeto Conceitual

O projeto conceitual é a fase onde o projeto ganha visibilidade, principalmente com a disponibilidade de tecnologia de apoio como o projeto assistido por computador. Aqui o projetista, aliado à sua experiência, materializa o conceito através de um modelo virtual. Esta é a interface do projeto onde se gera a concepção através das estruturas físicas e funcionais do conceito, estabelecendo as interfaces entre as peças e os sistemas. Segundo Pahl et al. (2005), concepção é a definição preliminar de uma solução. É também parte do projeto que busca os princípios de funcionamento e sua inserção na estrutura de funcionamento mediante o esclarecimento do problema. Delimitados os problemas e definidos os parâmetros de projeto na fase informacional, partiu-se para as etapas que compõem o projeto conceitual, mostradas através da figura 3.1.

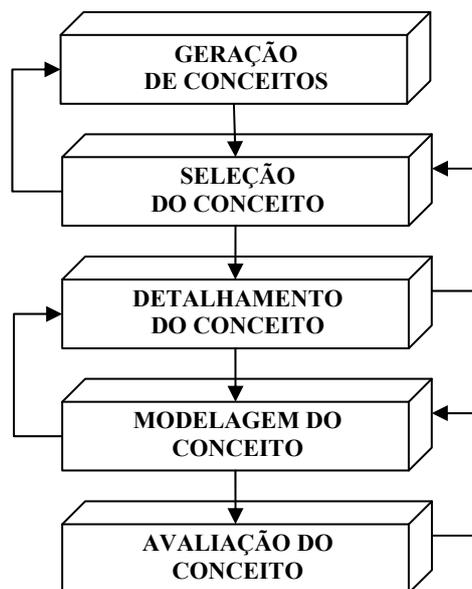


Figura 4.12: Etapas que Compõem o Projeto Conceitual.

4.2.1 Geração de Conceitos

Para o desenvolvimento de uma ferramenta para executar a movimentação do veículo, foram analisadas duas possibilidades. A primeira, é através do contato de rolos com o pneu do veículo. Esses rolos estariam contidos na estrutura da ferramenta e a intenção é tracionar a roda no sentido horário e empurrar o veículo para frente, como mostra a figura 4.13. Segundo Pahl et al. (2005), a geração de conceitos pode ser o ponto de partida para novos produtos, onde os princípios de funcionamento podem definir o grau de inovação.

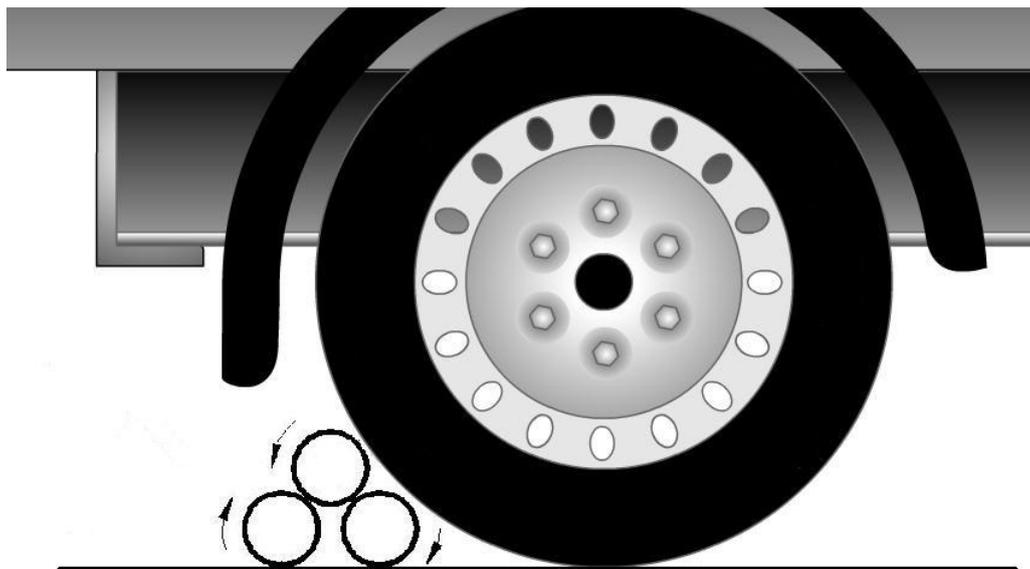


Figura 4.13: Conceito de uma Ferramenta Pneumática para Tracionar Pneu do Veículo.

Outra possibilidade seria puxar o veículo, acoplado um motor pneumático a um guincho. O guincho pneumático poderia ser construído com motor pneumático radial de pistão e dispor de um tambor, montado sobre rolamento de esferas, com a finalidade de enrolar o cabo, estabelecendo a ligação entre o guincho e o veículo. A figura 4.14 demonstra a forma construtiva que pode ser utilizada no modelo.

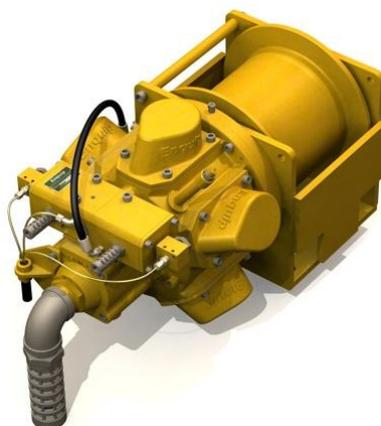


Figura 4.14: Guincho Pneumático para Movimentação do Veículo.

4.2.2 Seleção do Conceito

A opção foi em prol do modelo descrito na primeira opção onde a ferramenta estará em contato com o pneu do veículo e deve-se a maior simplicidade construtiva e mobilidade na movimentação em relação ao modelo tipo guincho, onde existe o inconveniente operacional da obrigatoriedade de ancoramento da estrutura da máquina. Nessa proposta desenvolveu-se o conceito onde o operador trabalhará em pé acionando um mecanismo para controle da máquina, que estará junto ao piso tracionando o pneu do veículo.

As tarefas que exigem longo tempo em pé são extenuantes e quando causam estresse, reduzem a produtividade do funcionário. Segundo Strank (1971), quando se trabalha em pé, a melhor altura para a maior parte dos trabalhadores é aquela medida um pouco abaixo do nível do cotovelo, ou seja, 8 a 10 cm abaixo deste, especialmente em trabalhos em que é preciso exercer pressão para baixo. A análise feita por Strank foi adotada no desenvolvimento da ergonomia do conceito, conforme o modelo mostrado na figura 4.15.

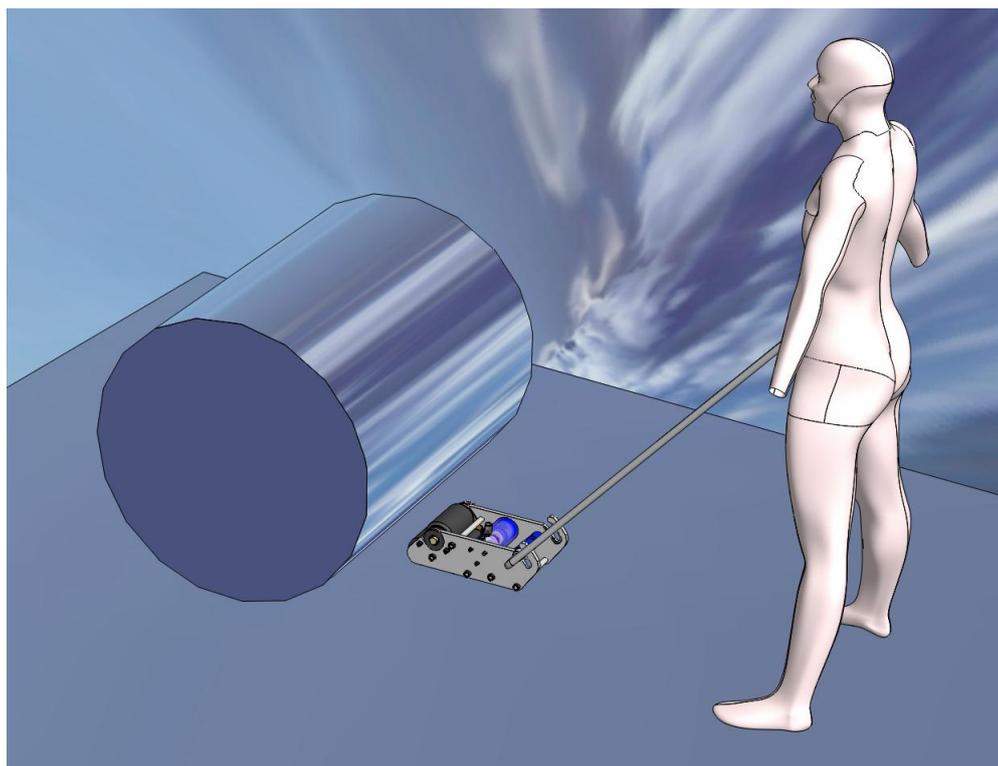


Figura 4.15: Análise Ergonômica e de Proporção da Ferramenta

4.2.3 Detalhamento do Conceito

Para realizar a movimentação do veículo, imaginou-se uma máquina que se desloque para frente até encontrar o pneu do veículo, transmitindo o movimento de rotação do rolo ao pneu. Essa idéia gerou uma estrutura composta por rolos, disposta triangularmente, de maneira que os dois rolos inferiores mantenham contato com o rolo superior e com o solo ao mesmo tempo. O rolo superior é o de tração e gira no sentido anti-horário para que os rolos inferiores girem no sentido inverso, ocasionando a movimentação da máquina para frente. Assim, a máquina é posicionada atrás do pneu do veículo deslocando-se para frente até haver o contato do rolo superior com o pneu, que irá girar no sentido inverso ao rolo, horário, movimentando o veículo para frente, como mostra a figura 4.16.

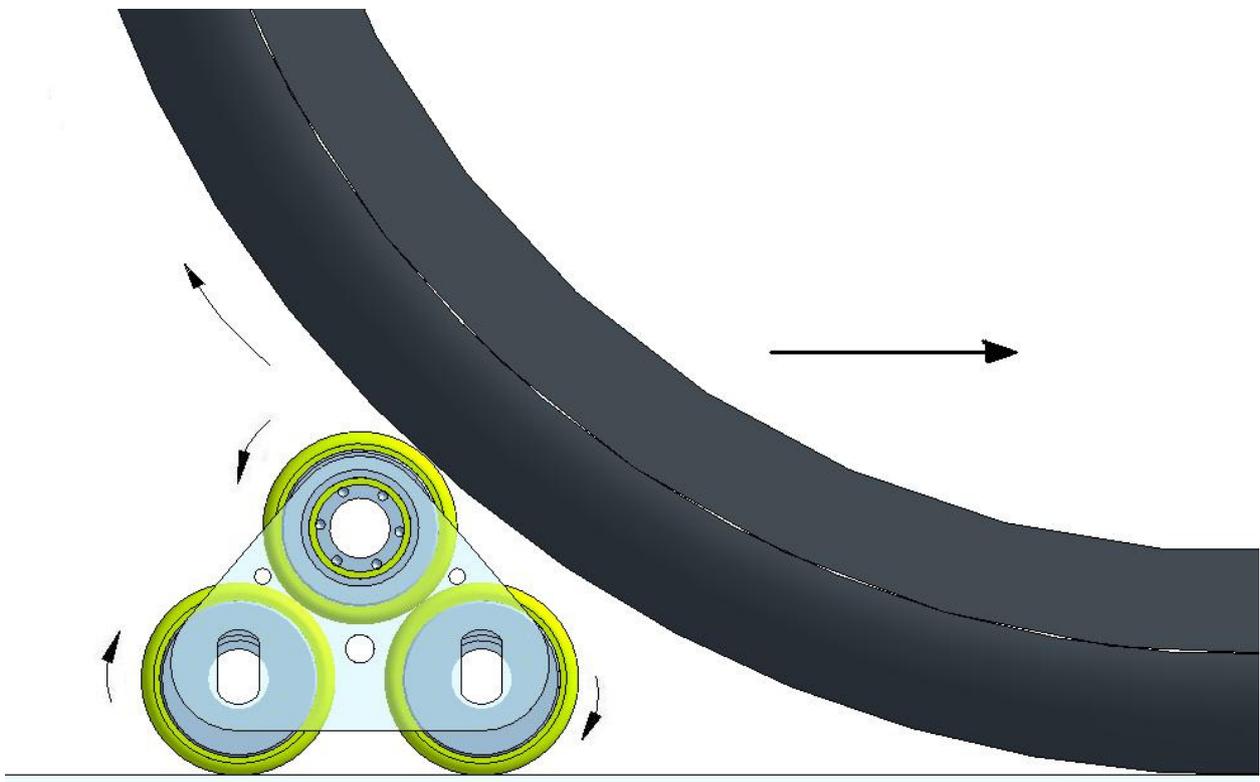


Figura 4.16: Movimento dos rolos e do pneu do veículo.

O método para realizar o detalhamento e a concepção do projeto foi baseado no desenvolvimento da estrutura de funcionamento (Pahl et al., 2005), onde os subsistemas possuem princípios de funcionamento que ajudam a tornar identificável a solução principal, mostrado na figura 4.17.

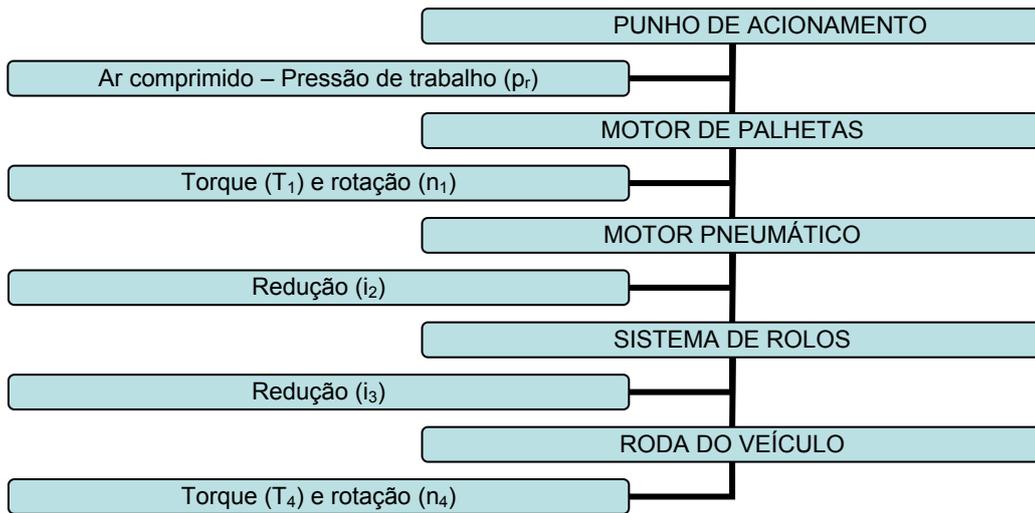


Figura 4.17: Estrutura de Funcionamento da Ferramenta.

A forma adotada para descrever os principais sistemas da ferramenta é através de desenhos mostrando a estrutura básica do projeto, como mostra a figura 4.18.

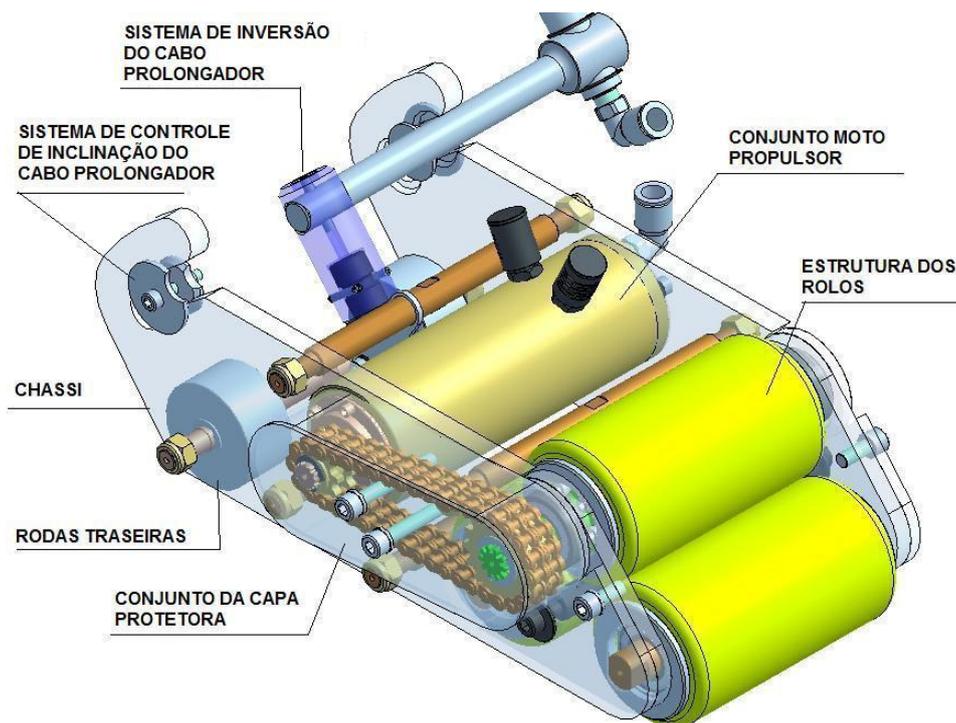


Figura 4.18: Sistemas que Compõem a Estrutura de Funcionamento.

O conceito também abrangeu a necessidade de uma ferramenta de uso manual estar aliada a condição ergonômica e foi fator preponderante na escolha da forma inicial de configuração. Desta maneira, foi necessário utilizar um cabo com uma alavanca na sua extremidade, mostrados na figura 4.19, que permitisse o controle do operador sobre o sistema, decidindo o momento de acionamento do conjunto motopropulsor.

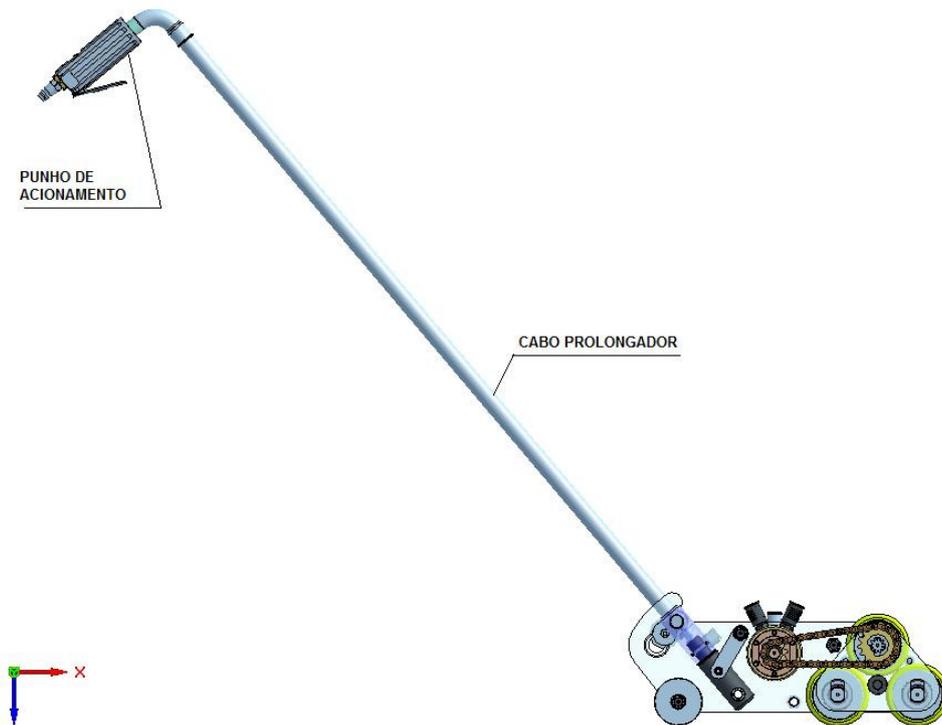


Figura 4.19: Componentes que Visam a Ergonomia no Projeto.

A energia fornecida para girar os rolos provém do motor pneumático, fixo a estrutura da ferramenta e com o eixo principal paralelo ao eixo dos rolos. Desta maneira, definiu-se o meio de fazer a ligação entre o eixo do motor e o eixo do rolo através de corrente e rodas dentadas, devido à distância entre os eixos e a facilidade de obtenção comercial, conforme mostra a figura 4.20.

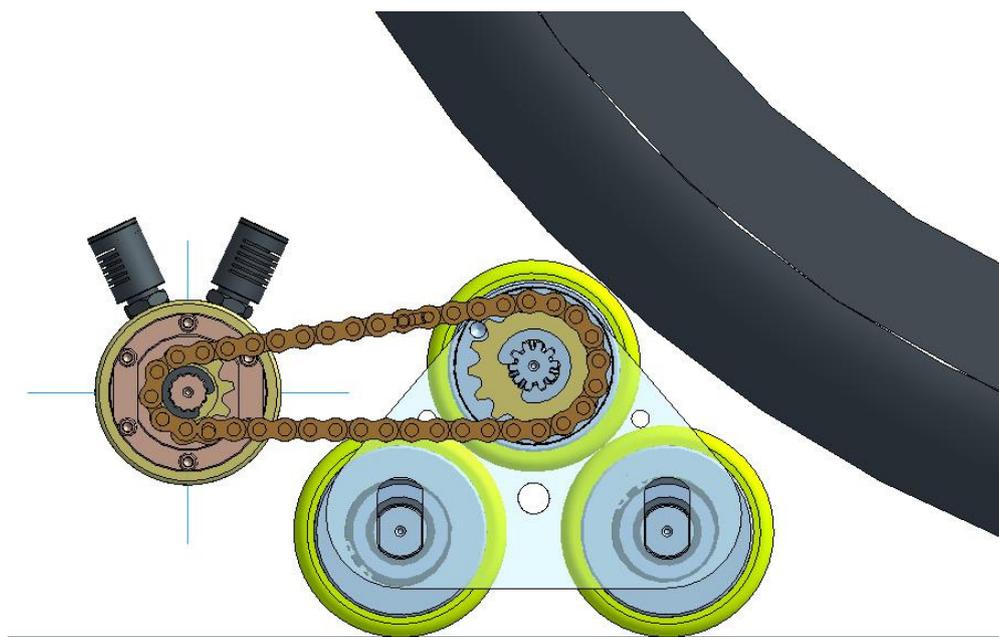


Figura 4.20: Detalhe da Transmissão por Corrente.

A seguir, será apresentado o projeto dos sistemas que compõem a estrutura principal da máquina. O objetivo nesta fase é mostrar os conceitos adotados.

4.2.3.1 Chassi

O chassi é a estrutura externa da ferramenta que recebe todos os subsistemas: conjunto motopropulsor, rodas traseiras, estrutura dos rolos, o sistema de controle de inclinação e inversão do cabo prolongador e o conjunto da capa protetora, mostrados na figura 4.17. É composto por chapas laterais distantes uma da outra através eixos denominados como espaçadores, com rosca nas extremidades que possibilitam a união de ambos através de porcas, como mostra a figura 4.21. O material escolhido para construção das chapas é o alumínio, embora possa ser feito de aço, e está especificado no projeto executivo. A razão da escolha é o menor peso específico do alumínio em relação ao aço, alterando significativamente o peso da ferramenta e facilitando o deslocamento no ambiente fabril, quando há a necessidade de movimentação da máquina para posicionamento em outro veículo ou linha de montagem. Embora a máquina esteja em contato com o solo, onde não há a necessidade de esforço do operador na execução da tarefa, outro motivo para a escolha do alumínio é a necessidade de realizar levantar a máquina e pôr em uma bancada para facilitar a manutenção. As porcas foram definidas como auto-travantes, eliminando a necessidade de arruelas de pressão para manter a pressão de contato. Os parafusos e arruelas de pressão são componentes padronizados que executam a tarefa de prender manter presa a parte traseira da carcaça do conjunto motopropulsor com chapa lateral esquerda do chassi.

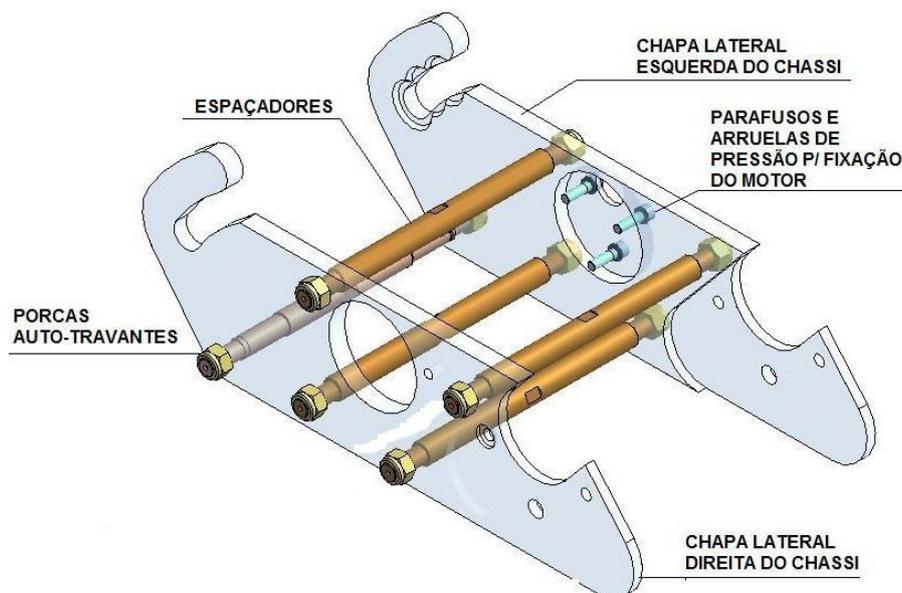


Figura 4.21: Componentes da Estrutura do Chassi.

4.2.3.2 Estrutura dos Rolos

De acordo com o conceito e a dinâmica do sistema, a definição das medidas dos rolos foi realizada levando em consideração o diâmetro externo do pneu. Através da modelagem definiu-se que o diâmetro externo ideal para os rolos é de 80 mm, em função do melhor ponto de tangência com o pneu. Quanto maior o tamanho dos rolos, menor a pressão de contato com o pneu. Chegou-se a conclusão que o diâmetro mínimo permissível do pneu do veículo é 700 mm, para o correto funcionamento da máquina em operação. Os rolos inferiores distam 100 mm entre ambos e 80 mm em relação ao eixo superior de tração. Esse estudo é demonstrado através da figura 4.22.

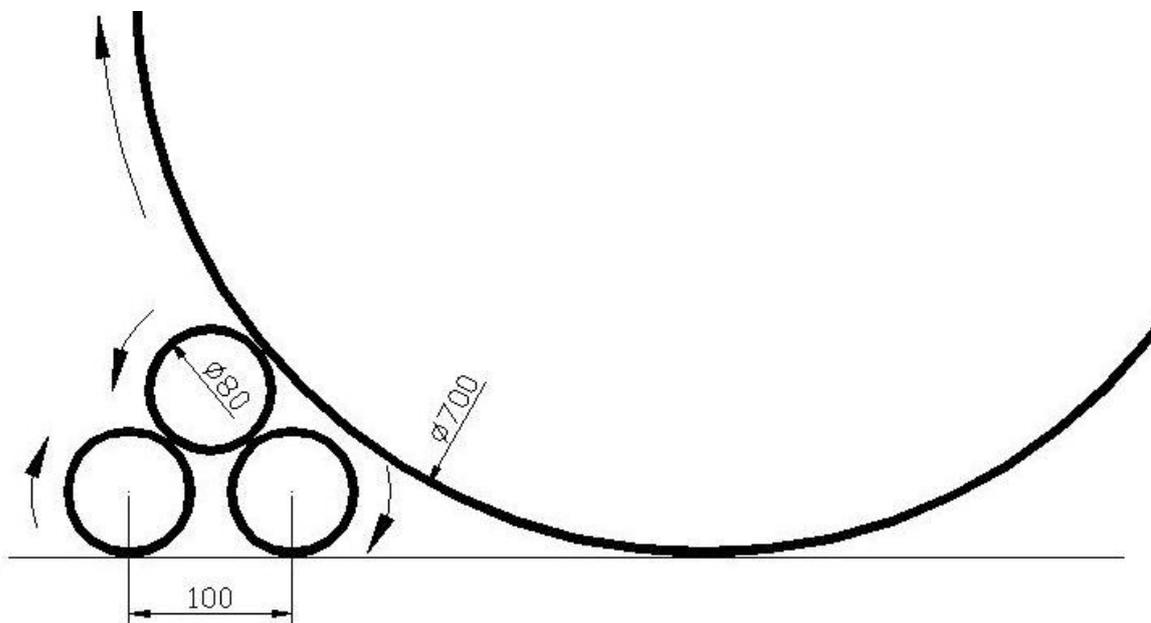


Figura 4.22: Estudo Dimensional Levando em Consideração o Diâmetro Externo do Pneu.

A solução encontrada para integrar os rolos foi através de chapas triangulares, que serão encaixadas no chassi da ferramenta. O objetivo é fazer um subsistema que facilite a montagem e posteriormente, a manutenção. A figura 4.23 mostra os principais componentes contidos no subsistema denominado como estrutura dos rolos.

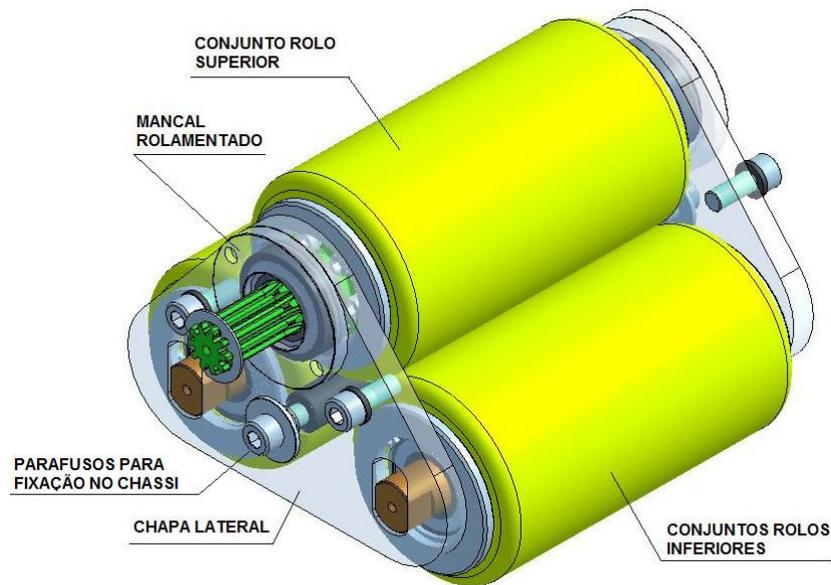


Figura 4.23: Componentes da Estrutura dos Rolos.

Dentre a concepção dos componentes da estrutura dos rolos, foram modelados eixos para os rolos, um eixo superior, onde há transmissão de torque, e dois eixos inferiores, iguais e responsáveis por transmitir a tração ao solo e dar sustentação ao eixo superior. O eixo superior é montado no rolo através de parafusos como elementos de ligação, compondo o conjunto do rolo superior, conforme mostra a figura 4.24. Possui um dentado em uma das extremidades, onde será acoplada uma roda dentada. Trata-se de uma opção mais sofisticada em relação ao conceito de encaixe com chaveta, mas permite uma distribuição mais homogênea das tensões resultantes do momento torcional aplicado no eixo. O cálculo dos esforços no eixo está demonstrado no projeto executivo.

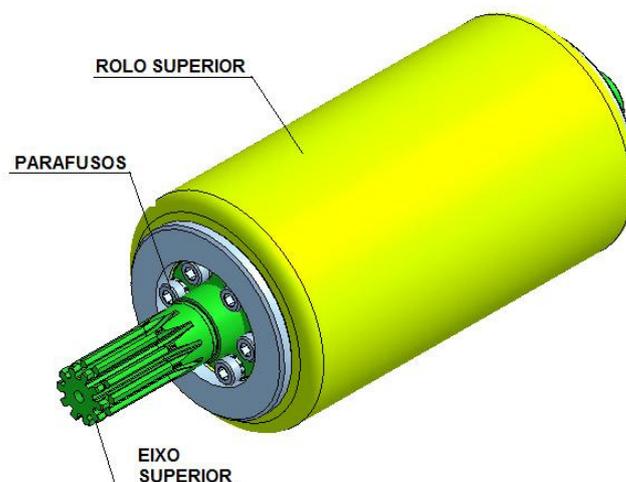


Figura 4.24: Componentes do Conjunto do Rolo Superior.

O conjunto do rolo superior é montado nos mancais rolamentados, depois que os mancais são rosqueados nas chapas triangulares, mostrados na figura 4.25. Os mancais possuem rolamentos radiais, pois a estrutura não sofre esforço axial. Assim como nos mancais, o eixo do conjunto do rolo superior possui assento para os rolamentos.

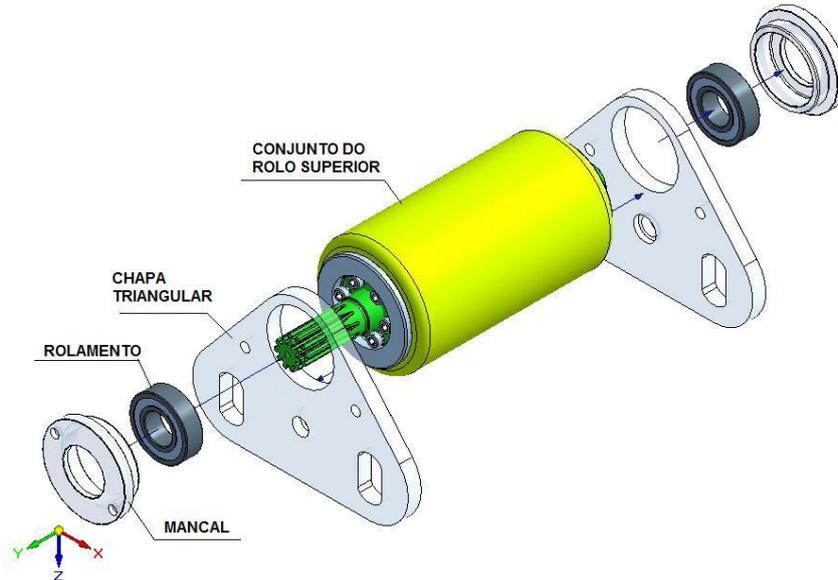


Figura 4.25: Componentes da Montagem do Conjunto do Rolo Superior.

O eixo inferior é montado aos rolos inferiores através de rolamentos como elementos de ligação e travados no alojamento com anéis elásticos. Estes itens descritos anteriormente compõem os conjuntos dos eixos inferiores. Assim, são encaixados nos furos oblongos contidos nas chapas triangulares. O motivo dos furos oblongos é garantir o contato após o desgaste com o rolo superior, visto que este é fixo. Os componentes da montagem dos rolos inferiores nas chapas triangulares podem ser vistos na figura 4.26.

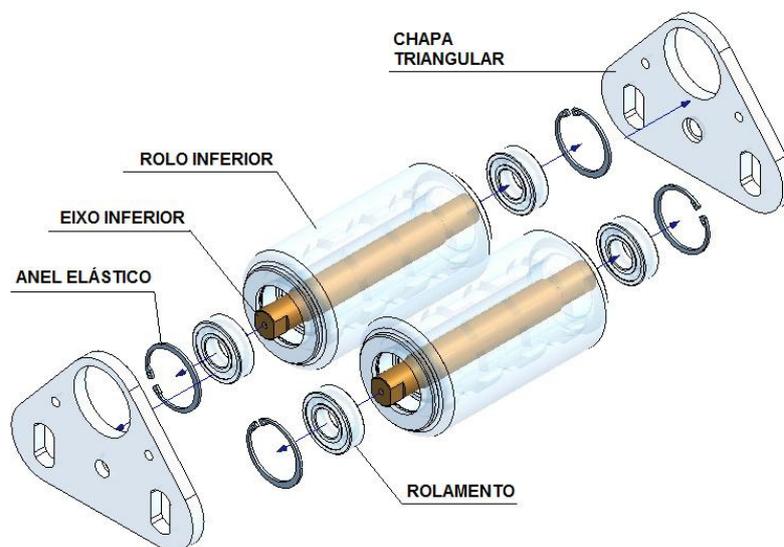


Figura 4.26: Componentes da Montagem do Conjunto do Rolo Inferior.

Quanto ao material dos rolos, é obtido através do processo de vulcanização da borracha nitrílica, onde a estrutura do rolo é previamente usinada e montada em uma matriz para realização do processo, conforme mostra a figura 4.27.

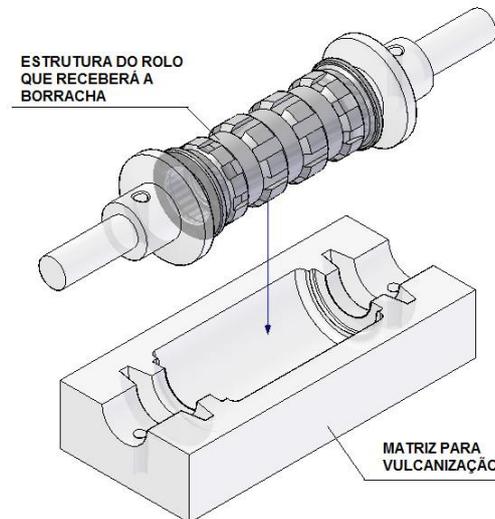


Figura 4.27: Ferramental para o Processo de Vulcanização do Pneu no Rolo.

4.2.3.3 Conjunto Motopropulsor

Para o tracionamento do rolo superior foi necessária a adoção do conjunto motopropulsor. Devido as característica do projeto, como a necessidade de obter-se toque e rotação como parâmetros, a escolha do tipo de motor recaiu sobre os de turbina e de palhetas. Optou-se pelo motor de palhetas, devido o de turbina ter a velocidade periférica do rotor muito alta e de difícil ajuste (Atlas Copco, 1974, p. 296), limitando seu uso, além da simplicidade construtiva, da menor sensibilidade a contaminação do ar comprimido e da maior segurança funcional.

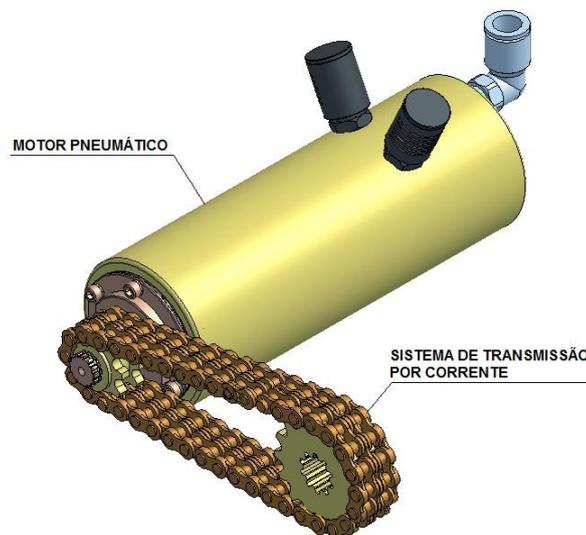


Figura 4.28: Componentes do Subsistema Motopropulsor.

O conjunto motopropulsor, apresentado na figura 4.28, foi construído e tem no projeto executivo, os cálculos para seu dimensionamento. O conjunto motopropulsor é um sistema da ferramenta, formado a partir do motor pneumático e do sistema de transmissão por corrente. A função do motor de palhetas é gerar potência através da energia do fluxo de ar comprimido. O movimento mecânico rotativo é traduzido em torque e velocidade angular. O produto das duas variáveis, velocidade e torque, determinam a potência do equipamento. Normalmente, os motores de palhetas giram em rotações de 65 a 420 Hz e desenvolvem potências até 2250 W (Stewart, 1981). O dimensionamento do motor pneumático é abordado no projeto executivo, incluindo o motor de palhetas e o sistema de transmissão planetário. A figura 4.29 mostra, através do corte na carcaça, os principais subsistemas de um motor pneumático, composto por: carcaça, motor pneumático de palhetas, sistema de transmissão planetário e os componentes padronizados.

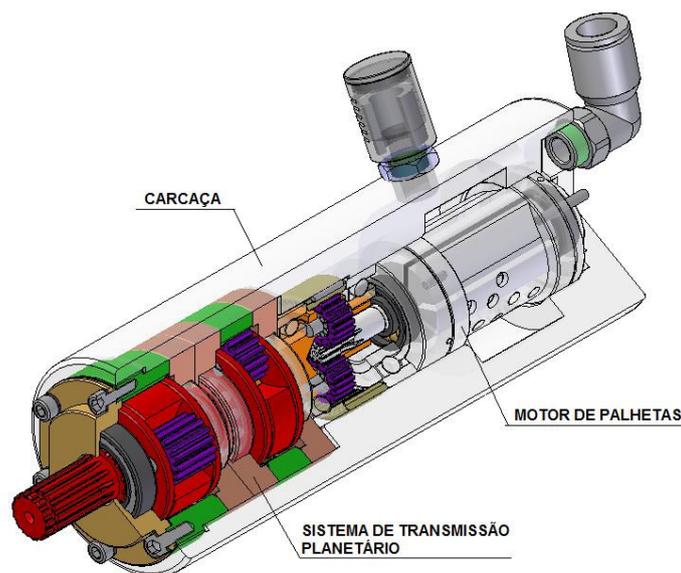


Figura 4.29: Componentes de um Motor Pneumático.

O motor de palhetas é composto por componentes cuja nomenclatura é designada: tampa frontal, rotor, palhetas, cilindro excêntrico e tampa traseira, de acordo com a figura 4.30. Esses são os componentes principais, porém há outros como os rolamentos e pinos. Os rolamentos são montados com interferência dimensional nas tampas e servem de mancais para o rotor. Os pinos, geralmente roletes ou pinos elásticos, são responsáveis por restringir a posição das tampas junto ao cilindro e a carcaça do equipamento, em função da posição da entrada e saída do ar. Essa sistemática visa à orientação dos furos da tampa traseira com os furos da carcaça do motor.

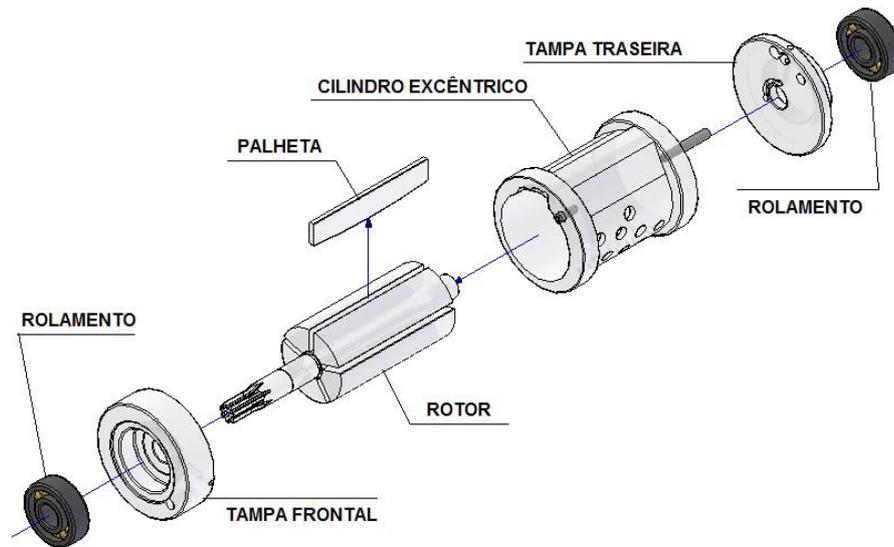


Figura 4.30: Componentes do Motor de Palhetas.

4.2.3.4 Transmissão Planetária

A transmissão planetária adotada no projeto tem a engrenagem externa fixa, também chamada de anel dentado. A engrenagem motriz transmite o movimento às engrenagens planetas, que por sua vez, transmitem o movimento ao anel dentado. Como o anel dentado não possui nenhum grau de liberdade, as engrenagens planetas transmitem o movimento ao eixo planetário, através de uma relação de transmissão. Os principais componentes na transmissão planetária são: a engrenagem motriz, a engrenagem conduzida e a engrenagem fixa. A figura 4.31 mostra os componentes da 1ª redução, onde o rotor do motor de palhetas exerce a função do pinhão ou engrenagem motriz, visto que esse possui um dentado em sua extremidade.

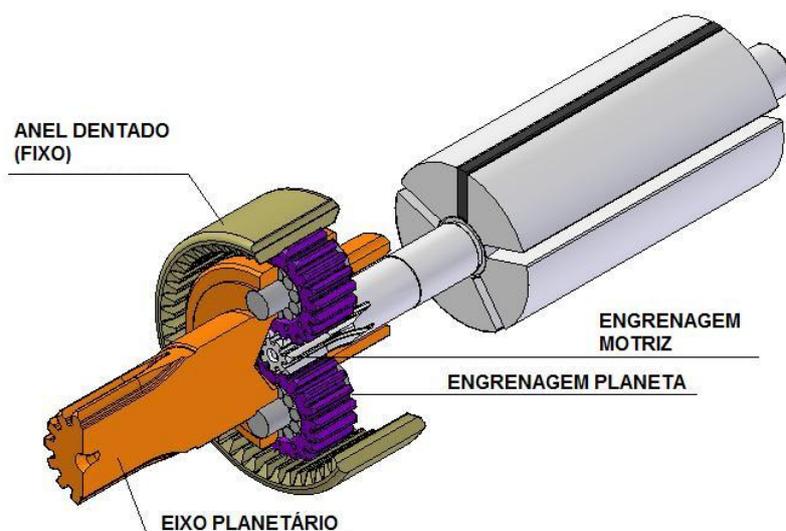


Figura 4.31: Componentes de uma Transmissão Planetária.

Entretanto, nem sempre uma redução é suficiente para alcançar os requisitos necessários, como torque e rotação, sendo necessária a adoção de mais conjuntos de reduções na transmissão. Os cálculos estão descritos no projeto executivo e contemplam duas propostas, com diferentes relações de reduções. A figura 4.32 mostra uma dessas propostas para alcançar os parâmetros definidos no projeto informacional, onde foi necessário adoção de até 3 conjuntos de redução.

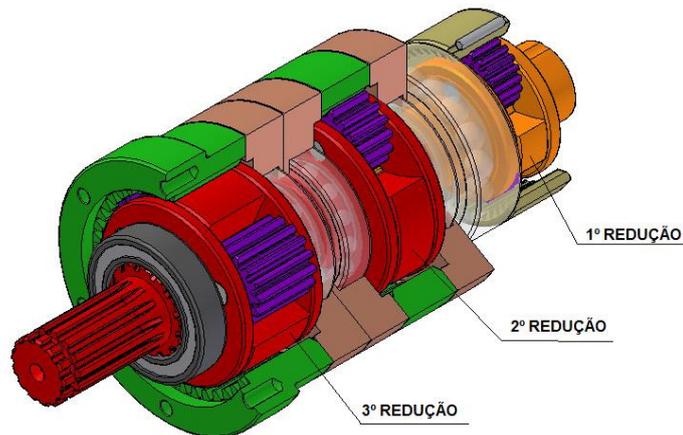


Figura 4.32: Número de Reduções Necessárias para Atingir o Torque Desejado.

4.2.3.5 Transmissão por Corrente

Para transmissão da potência gerada pelo motor pneumático, optou-se pela transmissão por corrente. A transmissão por corrente é composta por uma corrente *standard* dupla com engrenamento em rodas dentadas. O cálculo de dimensionamento é apresentado no projeto executivo, que teve como base a norma ANSI B29.1. Assim, o conjunto da transmissão por corrente é montado nos eixos do motor e do rolo superior, restringido seu movimento axial através de anéis elásticos. Seus componentes estão ilustrados na figura 4.33.

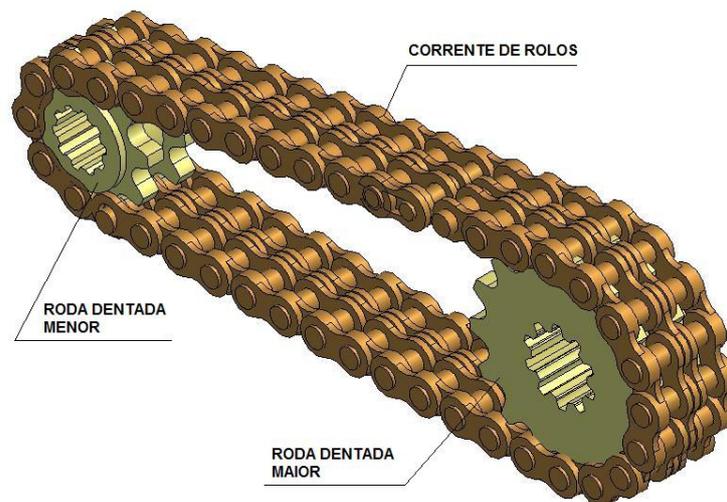


Figura 4.33: Componentes do Sistema de Transmissão por Corrente de Rolos.

4.2.3.6 Capa Protetora

A capa protetora foi projetada para evitar acidentes provocados pelo sistema de transmissão por corrente, seguindo uma das diretrizes de projeto no que diz respeito à segurança. O conjunto da capa protetora é composto por parafusos e arruelas de pressão para fixação no chassi, como mostra a figura 4.34.

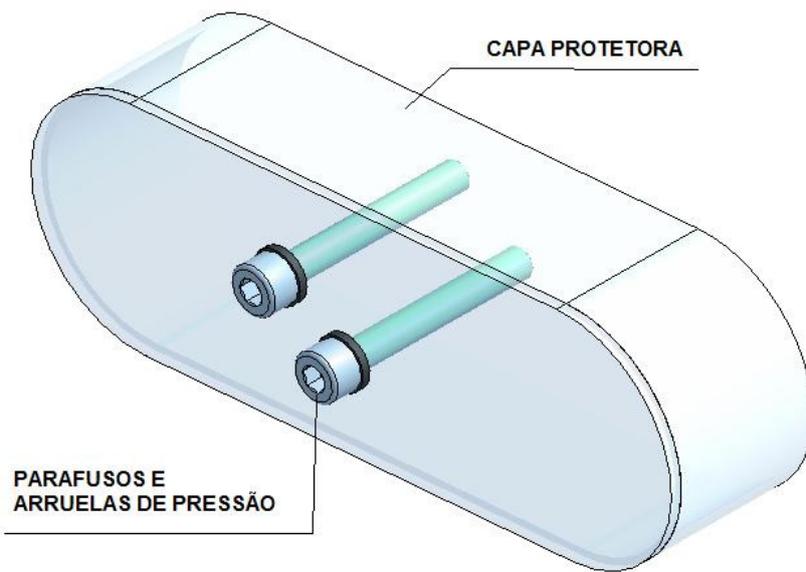


Figura 4.34: Componentes do Conjunto da Capa de Proteção

Aqui cabem três processos para obtenção da capa protetora: chapas soldadas, pelo processo de conformação a frio ou injeção polimérica. Optou-se pela primeira alternativa, tendo em vista o custo do ferramental necessário ao processo de conformação para produção de um protótipo. Em maior escala de produção é um dos itens que pode ser revisto na otimização de projeto.

4.2.3.7 Punho de Acionamento

Na geração de conceitos decidiu-se que a ferramenta será comandada através de um punho onde o operador poderá acionar a liberação do fluxo de ar para funcionamento do motor, através de uma alavanca e, por conseguinte, da ferramenta. Para tal afirmação, é necessário que o punho contenha uma válvula que impeça o ar de passar para o motor sem que o operador atue sobre ela. Também é necessária a utilização de um pino de engate rápido para conexão da mangueira de ar comprimido. Os componentes desse sistema são apresentados na figura 4.35.

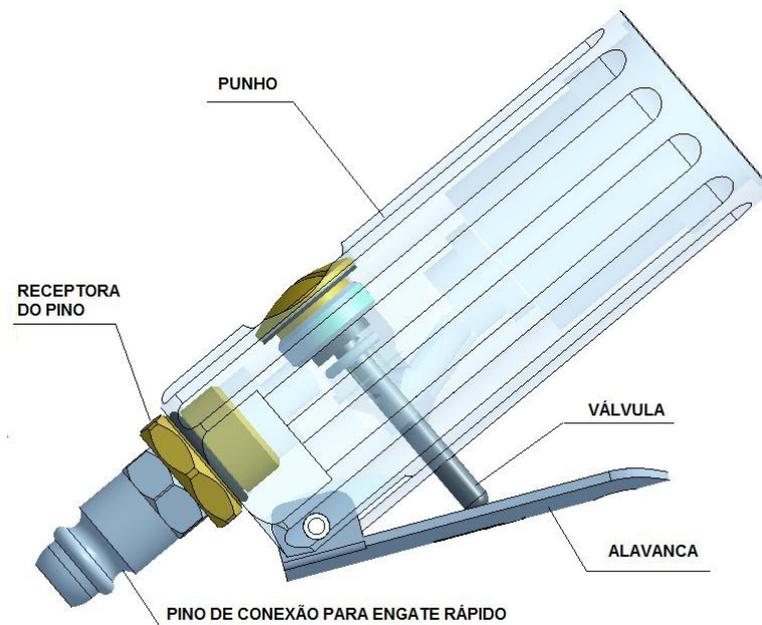


Figura 4.35: Principais Componentes do Punho de Acionamento.

Utilizou-se do conceito de válvula pneumática acionada por alavanca, tendo em vista a ergonomia proporcionada ao operador. Considerou-se também o projeto orientado à segurança. Caso não haja pressão na alavanca, a mola da válvula garante sempre a condição “fechada”. Assim, obtém um funcionamento seguro, pois o mecanismo desarma em caso de qualquer acidente ou algum mal súbito do operador. Quando o ar é liberado, percorre o tubo prolongador até chegar a uma conexão orientável, que através de uma mangueira flexível, que conduz o ar até o motor, onde também há outra conexão. A figura 4.36 define os componentes utilizados.

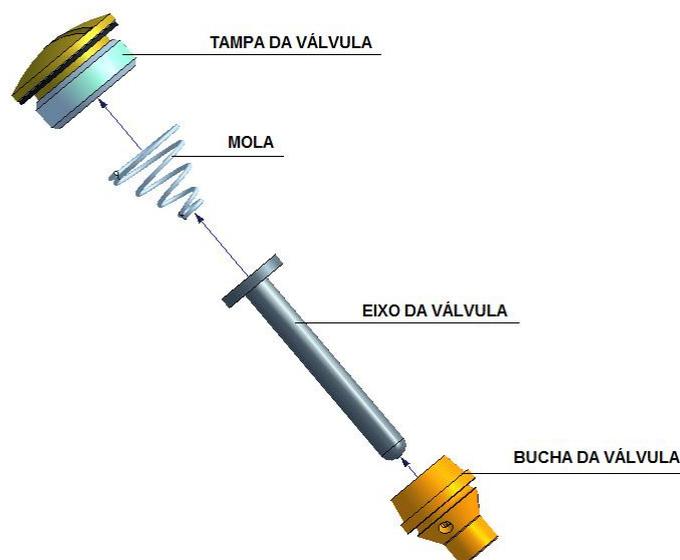


Figura 4.36: Componentes da Válvula de Acionamento.

4.2.3.8 Rodas Traseiras

As rodas traseiras servem de apoio para facilitar o deslocamento da ferramenta no ambiente fabril. São fixas em um eixo espaçador através de anéis elásticos para evitar o deslocamento no eixo, conforme mostra a figura 4.37.

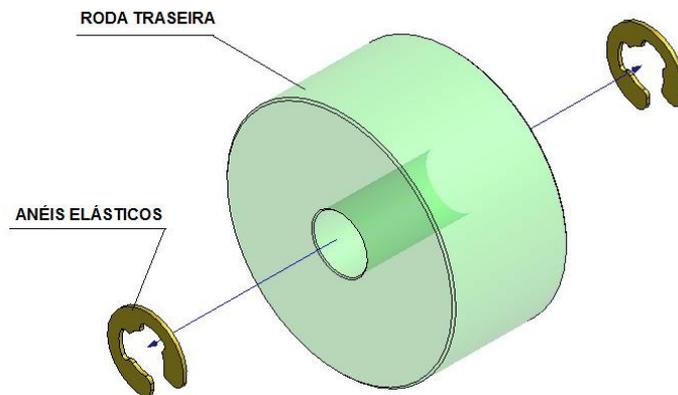


Figura 4.37: Componentes das Rodas Traseiras.

4.2.3.9 Controle de Inclinação do Cabo Prolongador

A ferramenta possibilita a regulagem da inclinação do cabo prolongador de acordo com a necessidade do usuário. Para tal, foram projetadas arruelas que se deslocam nos orifícios da chapa do chassi. A figura 4.38 mostra os componentes, arruelas, parafusos e arruelas de pressão, que compõem o subsistema. O controle ocorre mediante o posicionamento das arruelas nos orifícios disponíveis nas chapas laterais do chassi.

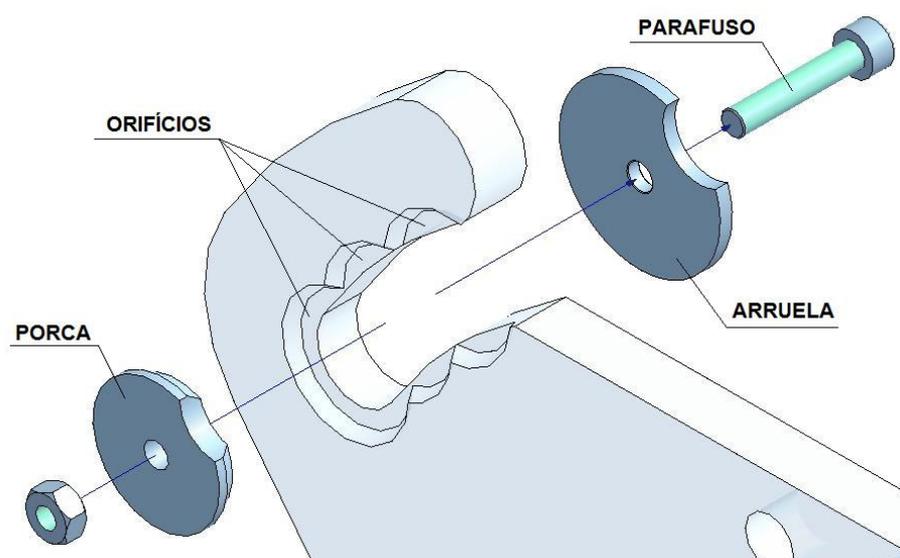


Figura 4.38: Componentes do Sistema de Controle de Inclinação do Cabo Prolongador.

4.2.3.10 Sistema de Inversão do Cabo Prolongador

O cabo prolongador além ter a regulagem de inclinação, possibilita a inversão para o lado direito e o lado esquerdo, possibilitando maior flexibilidade da ferramenta no campo, visto que ela poderá acionar o pneu traseiro esquerdo ou direito do veículo, de acordo com a necessidade do processo. Deve-se ao fato da rótula superior possuir a liberdade de girar sobre a rótula inferior, fazendo a inversão do cabo prolongador, mediante a ação do operador. Os componentes do sistema estão descritos na figura 4.39.

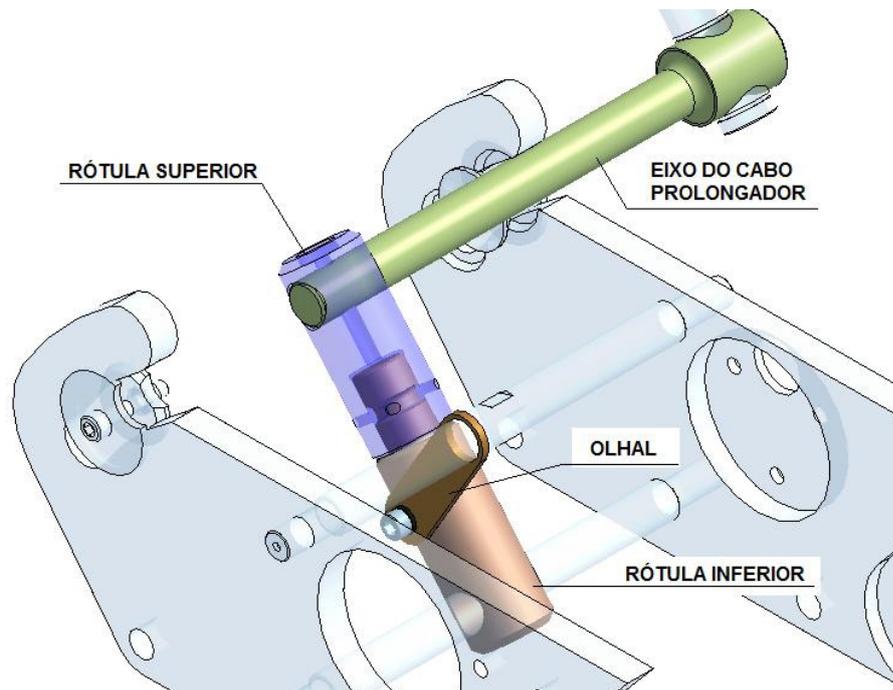


Figura 4.39: Componentes do Sistema Inversão do Cabo Prolongador.

4.3 Projeto Executivo

O projeto executivo está dividido em 3 partes principais: dimensionamentos do sistema, construção e teste do protótipo. Com base na síntese dos parâmetros estabelecidos no projeto informacional, identificou-se a necessidade do cumprimento de etapas abrangendo os cálculos de dimensionamento do conjunto de rolos e do conjunto motopropulsor, divididos em duas etapas, compondo a primeira parte do projeto executivo. A primeira etapa do dimensionamento faz a análise cinemática do sistema referente ao torque e a rotação necessária aos conjuntos motopropulsor e sistema de rolos. O objetivo dessa etapa é utilizar as relações de transmissão para ampliar o torque do motor pneumático de palhetas, chegando ao parâmetro necessário para movimentar o veículo, através do contato do rolo com o pneu. A segunda etapa consiste em

dimensionar estruturalmente os componentes principais conjunto do sistema de rolos, através da análise de esforços nos pontos críticos.

4.3.1 Análise Cinemática

A análise cinemática dos parâmetros de dimensionamento a serem encontrados em cada um dos sistemas está descrita na figura 4.40 através das variáveis de torque (T_n), rotação (n_n) e relação de redução (i_n). A sequência para o dimensionamento é apresentada em ordem numérica decrescente em relação ao índice das variáveis.

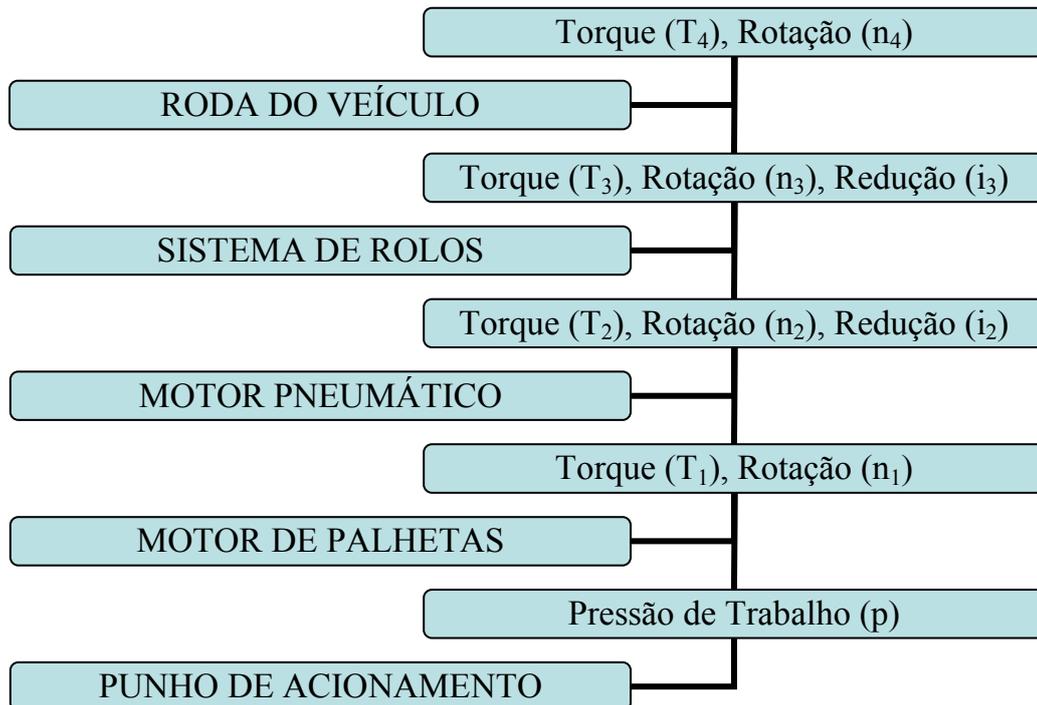


Figura 4.40: Etapas do Cálculo de Dimensionamento do Conjunto de Rolos e Motopropulsor.

Para os cálculos do torque e da rotação são usadas as equações generalizadas 3 e 4. O As equações para determinar as relações de redução são apresentadas separadamente, pois não podem ser generalizadas em função das diferentes formas construtivas dos sistemas, principalmente nas reduções planetárias.

$$n_n = n_{n+1} \cdot i_n \quad (3)$$

$$T_n = \frac{T_{n+1}}{i_n \cdot \eta_n} \quad (4)$$

4.3.1.1 Dimensionamento do Sistema de Rolos

Sabendo o torque (T_4) e a rotação (n_4) a serem atingidos na roda do veículo, conforme a especificação contida na tabela 4.4, é preciso calcular a relação de redução (i_3) entre a roda e o rolo para se obter o torque (T_3) e a rotação (n_3) necessários no rolo de tração. A relação de redução (i_3) é entre o diâmetro da roda e do rolo, como mostra a equação 5. O diâmetro da roda foi estabelecido no projeto informacional e o diâmetro do rolo foi especificado durante a modelagem do conjunto de rolos no projeto conceitual.

$$i_3 = \frac{d_{roda}}{d_{rolo}} \quad (5)$$

Para o cálculo do torque, há perdas provocadas pela ineficiência do sistema, mas como a ferramenta tende a ir para baixo do pneu, não há escorregamento e supõe-se que o atrito com o solo garante o tracionamento. As perdas são por outros motivos, como a energia dissipada em forma de calor pelo atrito entre os corpos. O princípio do sistema é análogo às transmissões por rodas de atrito, que segundo Niemann (1971, p. 90, v.2) estabelece o rendimento entre 95 e 98% para relações de multiplicação de 6 a 10. Adotou-se o valor de 98%.

A tabela 4.5 apresenta os parâmetros de entrada e mediante a aplicação das equações 3, 4 e 5 obtêm-se os parâmetros de saída no rolo.

Tabela 4.5: Análise Cinemática no Sistema de Rolos

Parâmetro de entrada
• $T_4 = 1800$ [N.m]
• $n_4 = 0,06$ [Hz]
• Diâmetro da roda (d_{roda}) = 1000 [mm]
• Diâmetro do rolo (d_{rolo}) = 80 [mm]
• Coeficiente de rendimento (η_3) = 0,98
Parâmetro de saída
• Relação de redução (i_3) = 12,5
• $n_3 = 0,75$ [Hz]
• $T_3 = 147$ [N.m]

4.3.1.2 Dimensionamento do Conjunto Motopropulsor

A análise cinemática do conjunto motopropulsor envolve o cálculo dos parâmetros de índices 1 e 2 das variáveis constantes na figura 4.5. A partir do torque (T_3) e da rotação (n_3) no rolo, através da relação de redução das rodas dentadas do sistema de corrente, é possível o cálculo do torque (T_2) e da rotação (n_2) necessários no motor pneumático. Para tal é necessário conhecer o número de dentes das rodas dentadas que transmitem, através da corrente, o torque entre o motor pneumático e o rolo de torque. Para o dimensionamento da roda dentada acoplada ao eixo maior levou-se em consideração o diâmetro dos rolos. A roda dentada, com a corrente montada, não pode exceder o diâmetro externo do rolo, pois o pneu entraria em contato com esse sistema antes de encostar-se ao pneu, compondo uma situação indesejada. A especificação do sistema de correntes é mostrada no cálculo de dimensionamento da corrente. Portanto, o número de dentes definido para o sistema foi de 15 na roda dentada acoplada ao eixo do rolo de tração e de 10 para a roda dentada acoplada ao eixo do motor, estabelecendo a relação de redução (i_3), como mostra a equação 6. Como a relação de transmissão entre o rolo e o motor é por corrente, a eficiência, segundo Niemann (1971 p. 91, v. 2), é na ordem de 97 a 98 %. A tabela 4.6 apresenta os resultados da análise dos parâmetros necessários ao motor pneumático.

$$i_2 = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (6)$$

Tabela 4.6: Análise Cinemática dos Parâmetros de Torque e Rotação necessários ao Motor.

Parâmetro de entrada
• $T_3 = 147$ [N.m]
• $n_3 = 0,75$ [Hz]
• $Z_2 = 15$
• $Z_1 = 10$
• Coeficiente de rendimento (η_2) = 0,98
Parâmetro de saída
• Relação de redução (i_2) = 1,5
• $n_2 = 1,125$ [Hz]
• $T_2 = 100$ [N.m]

Para o projeto do motor pneumático, o torque (T_2) e a rotação (n_2), são valores a serem atingidos no eixo de saída do motor, onde está acoplada a roda dentada menor. Os valores do torque (T_2) e da rotação (n_2) foram simulados, através de um programa (Atlas Copco, 1995), para se conhecer o dimensional aproximado de um motor que retorne os valores de torque e rotação desejados, conforme mostram as figuras 4.41 e 4.42. Os valores inseridos no programa foram os valores de torque ($T_2 = 100 \text{ N.m}$) e da rotação livre ($2.n_2 = 2,25 \text{ Hz} = 135 \text{ rpm}$). O torque (T_2) é o torque mínimo do motor para movimentar o veículo a partir do repouso e a rotação ($2.n_2$) é, segundo a Atlas Copco (1976), o valor referente a rotação máxima, que é o dobro do valor da rotação quando o motor está na potência máxima (n_2).

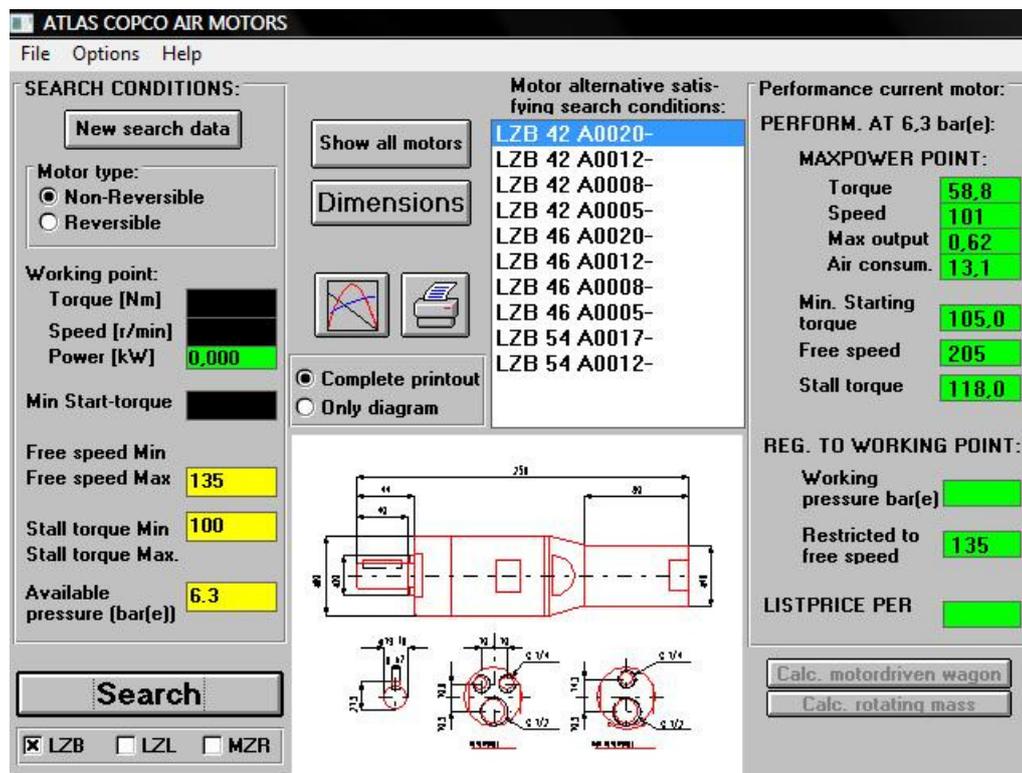


Figura 4.41: Simulação para Verificar as Dimensões do Motor. Fonte: Atlas Copco (1995).

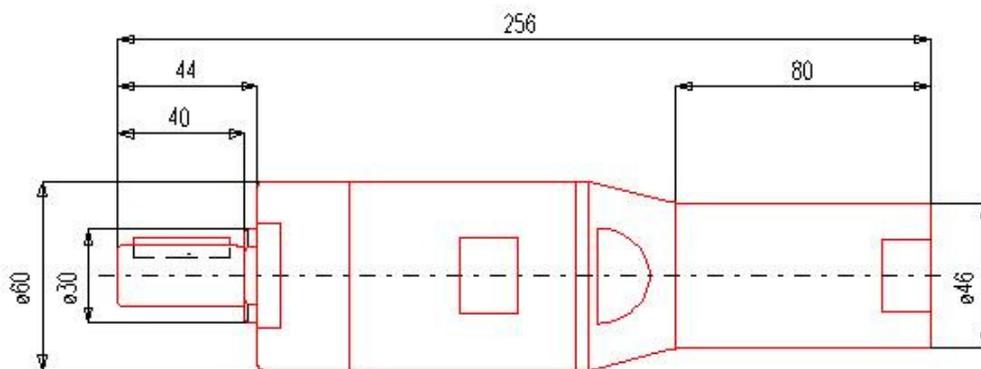


Figura 4.42: Dimensional do Motor para os Parâmetros Simulados. Fonte: Atlas Copco (1995).

O programa retornou o dimensional de um motor comercial, mas como um dos objetivos do trabalho é projetar o motor pneumático, esses valores servirão apenas como parâmetros para o projeto do motor a ser utilizado na ferramenta. Nas simulações, durante a modelagem das peças, adotaram-se as medidas para a carcaça do motor: 70 mm para o diâmetro e 188 mm para o comprimento, conforme mostra a figura 4.43. Com as medidas restritivas da carcaça do motor pneumático foi possível dimensionar o cilindro excêntrico e o rotor, conforme mostram as figuras 4.44 e 4.45.

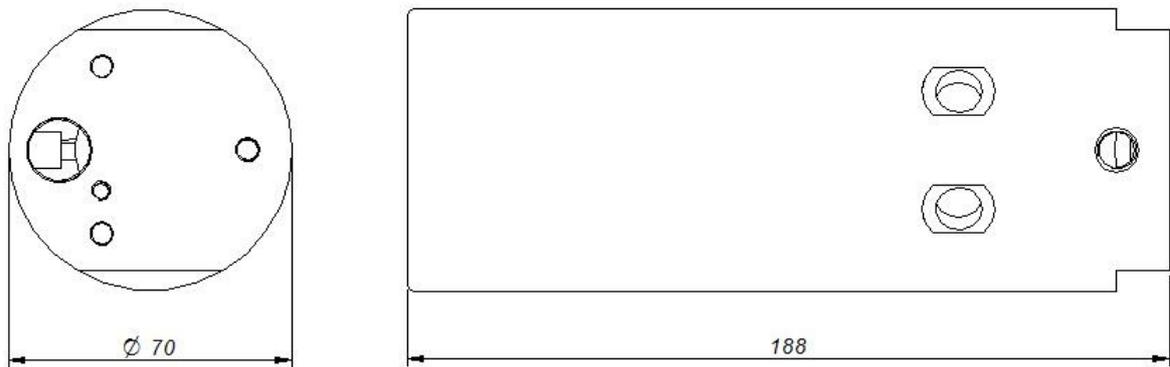


Figura 4.43: Medidas do Projeto da Carcaça do Motor Pneumático

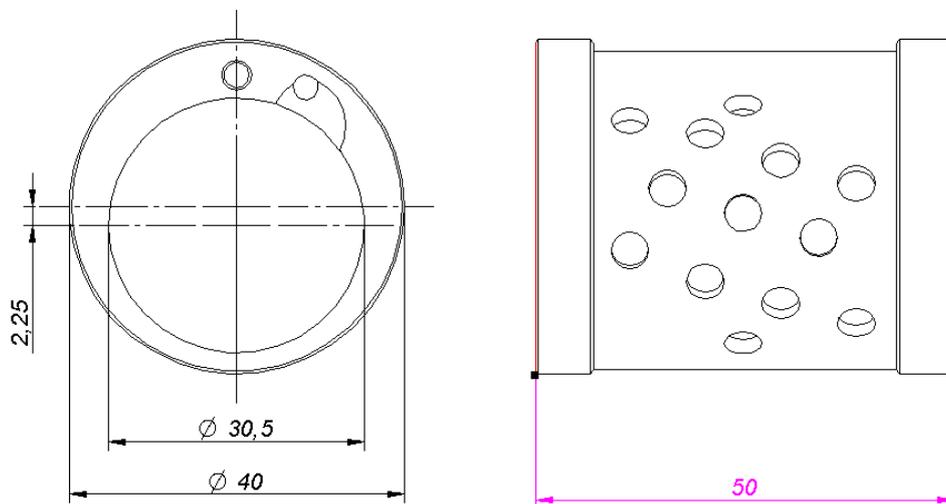


Figura 4.44: Dimensionais do Cilindro Excêntrico

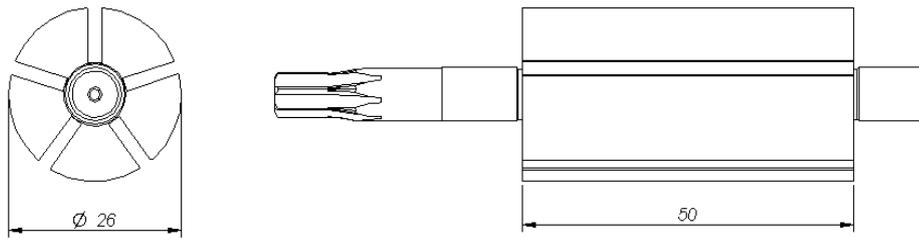


Figura 4.45: Dimensionais do Rotor

O cálculo do torque (T_1) do motor de palhetas baseou-se nas variáveis do rotor e do cilindro excêntrico, mostradas nas figuras 4.44 e 4.45. As equações para o cálculo do motor de palhetas estão numeradas de 7 a 10. O torque do motor pneumático é resultado da pressão do ar incidindo sobre as palhetas, gerando uma força resultante. As palhetas distam um determinado valor em relação a seu centro de giro quando estão contra as paredes internas do cilindro excêntrico, que é o braço de alavanca. Este valor multiplicado à força resultante resulta no torque do motor de palhetas (T_1). Como as câmaras possuem pressões em ambos os lados, o somatório das diferenças entre as forças resultantes nas câmaras é o mesmo valor que aplicar a força no ponto onde a excentricidade, quando a palheta esta mais aberta, como mostra a figura 4.46. Os valores das variáveis usadas como parâmetros para o motor de palhetas estão na tabela 4.7

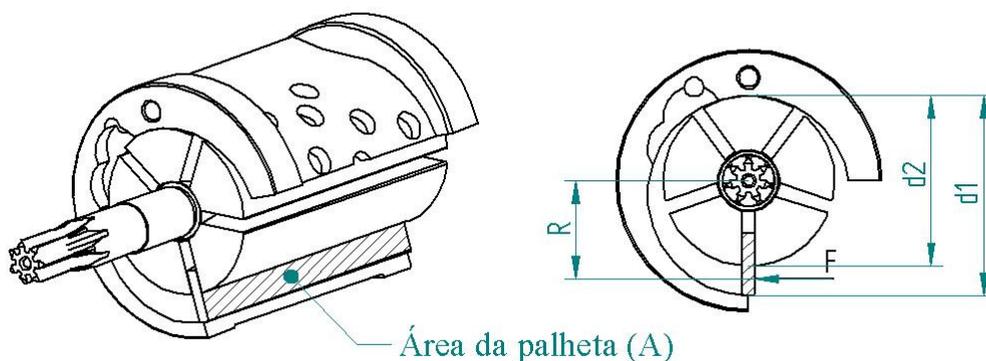


Figura 4.46: Parâmetros para o Cálculo do Torque do Motor de Palhetas.

$$A_1 = (d1 - d2) \cdot L_1 \quad (7)$$

$$F_1 = p_r \cdot A_1 \quad (8)$$

$$r_1 = \left(\frac{d_2}{2} + \left(\frac{d_1 - d_2}{2} \right) \right) \quad (9)$$

$$T_1 = F_1 \cdot r_1 \quad (10)$$

Tabela 4.7: Parâmetros do Motor de Palhetas.

Parâmetro de entrada	Parâmetro de saída
$L_1 = 0,05$ [m]	$A_1 = 0,000225$ [m ²]
$d_1 = 0,0305$ [m]	$F_1 = 143,5$ [N]
$d_2 = 0,026$ [m]	$r_1 = 0,01525$ [m]
$p = 6,5 \times 10^6$ [Pa]	$T_1 = 2,23$ [N.m]

O motor pneumático de palhetas fornece, de acordo com a tabela 4.7, aproximadamente 2,23 N.m de torque de parada (T_1). Segundo Atlas Copco (1976, p.297), os motores de palhetas atingem a rotação até cerca de 500 Hz. Depois de fabricado o motor de palhetas, os ensaios no tacômetro mostraram que o motor atinge a rotação livre ou máxima (n_1) de 260 Hz.

Para graficar os parâmetros do motor, foram desenvolvidas as equações de torque e potência em função da rotação, numeradas de 6 a 11. Segundo Atlas Copco (1976, p. 297), a curva de torque é linear em função da rotação e a potência máxima é atingida quando o eixo gira na metade da sua rotação máxima. A figura 4.47 mostra os parâmetros no gráfico do motor de palhetas.

$$T(\omega) = T_{m\acute{a}x} - \left(\frac{T_{m\acute{a}x}}{\omega_{m\acute{a}x}} \right) \cdot \omega \quad (6)$$

$$P = T \cdot \omega \quad (7)$$

$$P(\omega) = (T_{m\acute{a}x} \cdot \omega) - \left(\frac{T_{m\acute{a}x}}{\omega_{m\acute{a}x}} \right) \cdot \omega^2 \quad (8)$$

Derivando a equação da potência (8), é feita a comprovação matemática, mostrada nas equações 9 a 11, que a potência máxima é atingida na metade da rotação máxima.

$$\frac{d}{d\omega}(P(\omega)) = 0 \quad (9)$$

$$(T_{m\acute{a}x}) - 2 \cdot \left(\frac{T_{m\acute{a}x}}{W_{m\acute{a}x}} \right) \cdot w = 0 \quad (10)$$

$$w = \frac{(T_{m\acute{a}x})}{2 \cdot \left(\frac{T_{m\acute{a}x}}{W_{m\acute{a}x}} \right)} = \frac{W_{m\acute{a}x}}{2} \quad (11)$$

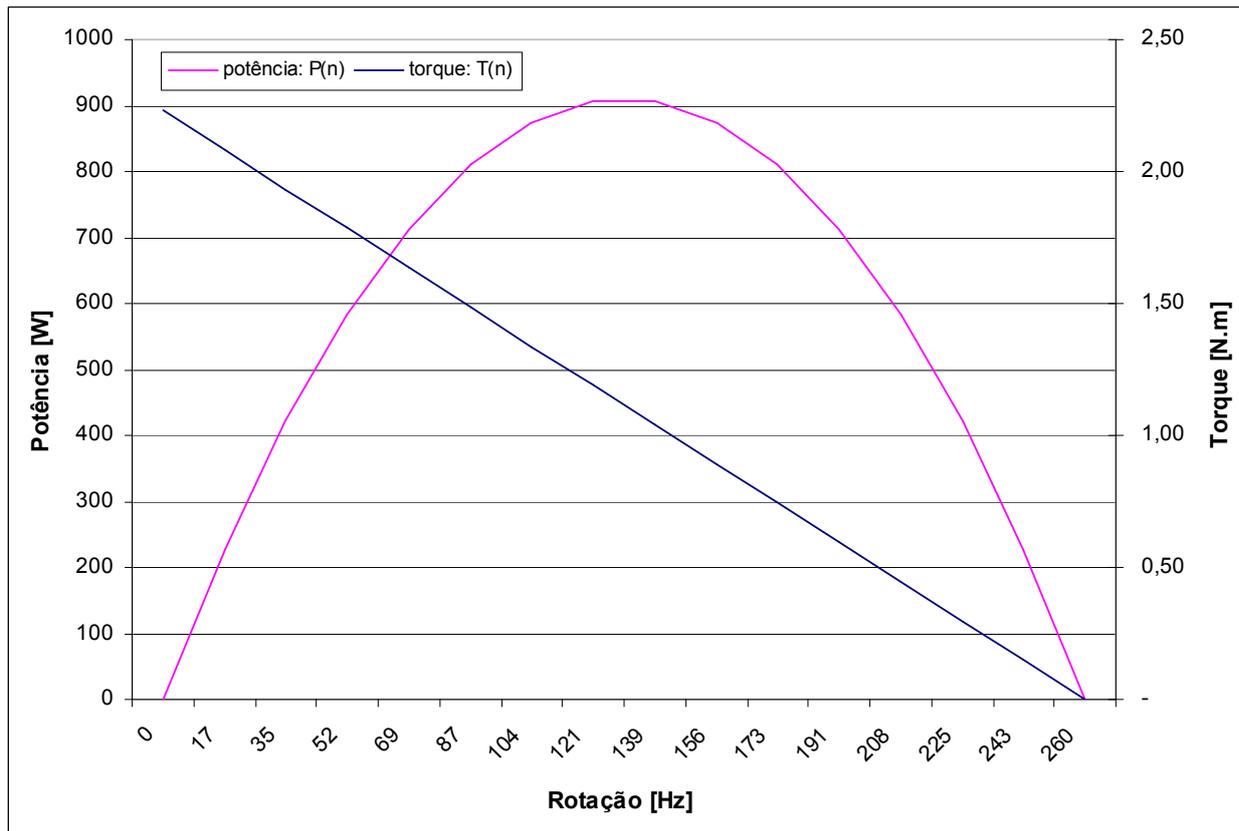


Figura 4.47: Parâmetros do Motor de Palhetas

Conhecendo o torque do motor pneumático, o próximo passo é achar a relação de redução necessária (i_1) para satisfazer o parâmetro de torque (T_2) igual a 100 N.m e de rotação (n_2) igual a 1,125 Hz. Será necessário realizar a redução (i_1) em módulos, cada qual com seu valor redutor. Para tal, usaram-se dois tipos de redução planetária, conforme mostram as figuras 4.48 e 4.49.

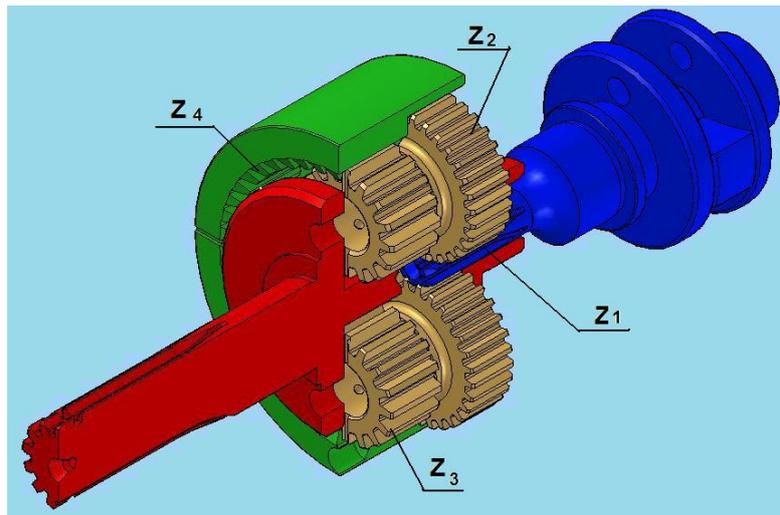


Figura 4.48: Tipo de Transmissão Planetária com Dupla Redução

Para a redução mostrada na figura 4.48, utiliza-se a relação mostrada na equação 12:

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_4}{Z_3} + 1 \quad (12)$$

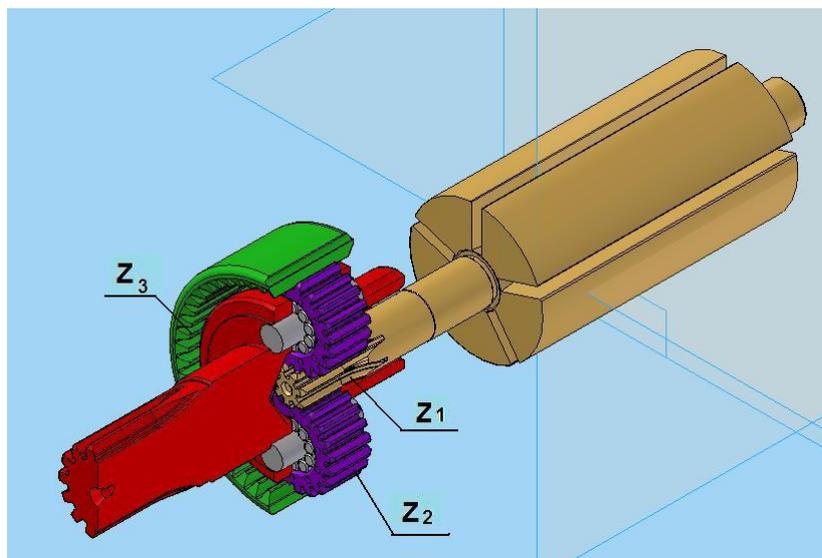


Figura 4.49: Tipo de Transmissão Planetária com Redução Única.

Para a redução mostrada na figura 4.49, utiliza-se a relação mostrada na equação 13:

$$i = \frac{Z_3}{Z_1} + 1 \quad (13)$$

Com base nos tipos de relação de redução mostrados nas figuras 4.48 e 4.49, são apresentadas duas propostas com diferentes relações de redução. A primeira proposta apresenta dois módulos de redução e a segunda três, conforme mostra a tabela 4.8. Para o cálculo dos valores de redução são usadas as equações 12 e 13, de acordo com o tipo de relação. Para os

cálculos de torque e potência, usaram-se as equações generalizadas 3 e 4. O valor do rendimento adotado foi de 0,96 para cada módulo de redução (Niemann, 1971, p. 86, v. 2). A tabela 4.8 mostra a rotação (n_2) e o torque (T_2) para as diferentes propostas do motor pneumático, de acordo com os valores de redução dos módulos planetários.

Tabela 4.8: Parâmetros do Motor Pneumático para Duas Propostas de Transmissão Planetária.

1° proposta			2° proposta		
1° redução			1° redução		
z1	7	Dentes	z1	7	dentes
z3	47	Dentes	z3	47	dentes
i	7,71		i	7,71	
2° redução			2° redução		
z1	7	Dentes	z1	14	dentes
z2	30	Dentes	z3	44	dentes
z3	16	Dentes	i	4,14	
z4	44	Dentes			
i	12,79				
3° redução			3° redução		
z1	-	Dentes	z1	14	dentes
z3	-	Dentes	z3	44	dentes
i	-		i	4,14	
i_1 (total)	98,6		i_1 (total)	132,4	
rotação	2,6	Hz	rotação	2,0	rad/s
	158,0	RPM		117,8	rpm
η_1	0,96		η_1	0,96	
T_2	200,0	N.m	T_2	257,7	N.m
w_2	16,3	Rad/s	w_2	12,6	rad/s
P_2	817	W	P_2	810	W
	1,1	HP		1,1	HP

Para os cálculos de dimensionamento das engrenagens satélite e motora, utilizaram-se as equações 14, 15, 16 e 20 e para o anel dentado, utilizaram-se as equações 14, 17, 18 e 20. Segundo Niemann (1971), a prática projetual mostra que a largura dos dentes das engrenagens está entre 6 a 10 vezes o valor do módulo. Adotou-se no projeto o valor de foi 10 vezes.

$$d_p = M \cdot Z \quad (14)$$

$$d_i = M \cdot (Z - 2,33) \quad (15)$$

$$d_e = M \cdot (Z + 2) \quad (16)$$

$$d_{ia} = M \cdot (Z - 2) \quad (17)$$

$$d_{ea} = M \cdot (Z + 2,16) \quad (18)$$

$$b = 10 \cdot M \quad (19)$$

As tabelas 4.9 e 4.10 contêm as medidas do dimensionamento através da aplicação das equações 14 a 17.

Tabela 4.9: Dimensionamento da Transmissão Planetária da 1º Proposta do Motor.

1º proposta						
	1º redução			2º redução		
módulo	M	0,75		M	1	
Largura dente	b	10,0	Mm	b	10,0	mm
z1	z1	7	Dentes	z1	7	dentes
	dp	5,25	Mm	dp	5,25	mm
	de	6,75	Mm	de	6,75	mm
	Di	3,50	Mm	di	3,50	mm
z2	z2	15	Dentes	z2	30	dentes
	dp	11,25	Mm	dp	22,50	mm
	de	12,75	Mm	de	24,00	mm
	Di	9,50	Mm	di	20,75	mm
z3	z3	47	Dentes	z3	16	dentes
	dp	35,25	Mm	dp	12,00	mm
	de	36,75	Mm	de	13,50	mm
	Di	33,50	Mm	di	10,25	mm
z4				z4	44	dentes
				dp	33,00	mm
				de	34,50	mm
				di	31,25	mm

Tabela 4.10: Dimensionamento da Transmissão Planetária da 2º Proposta do Motor.

2º proposta						
	1º redução			2º e 3º redução		
módulo	M	1		M	1	
largura	b	10,0	Mm	b	10,0	mm
z1	z1	7	Dentes	z1	14	dentes
	dp	7,00	Mm	dp	14,00	mm
	de	9,00	Mm	de	16,00	mm
	di	4,67	Mm	di	11,67	mm
z2	z2	20	Dentes	z2	15	dentes
	dp	20,00	Mm	dp	15,00	mm
	de	22,00	Mm	de	17,00	mm
	di	17,67	Mm	di	12,67	mm
z3	z3	47	Dentes	z3	44	dentes
	dp	47,00	Mm	dp	44,00	mm
	de	49,00	Mm	de	46,00	mm
	Di	44,67	Mm	di	41,67	mm

As figuras 4.50 e 4.51 mostram os desenhos relativos a 1º proposta do motor pneumático.

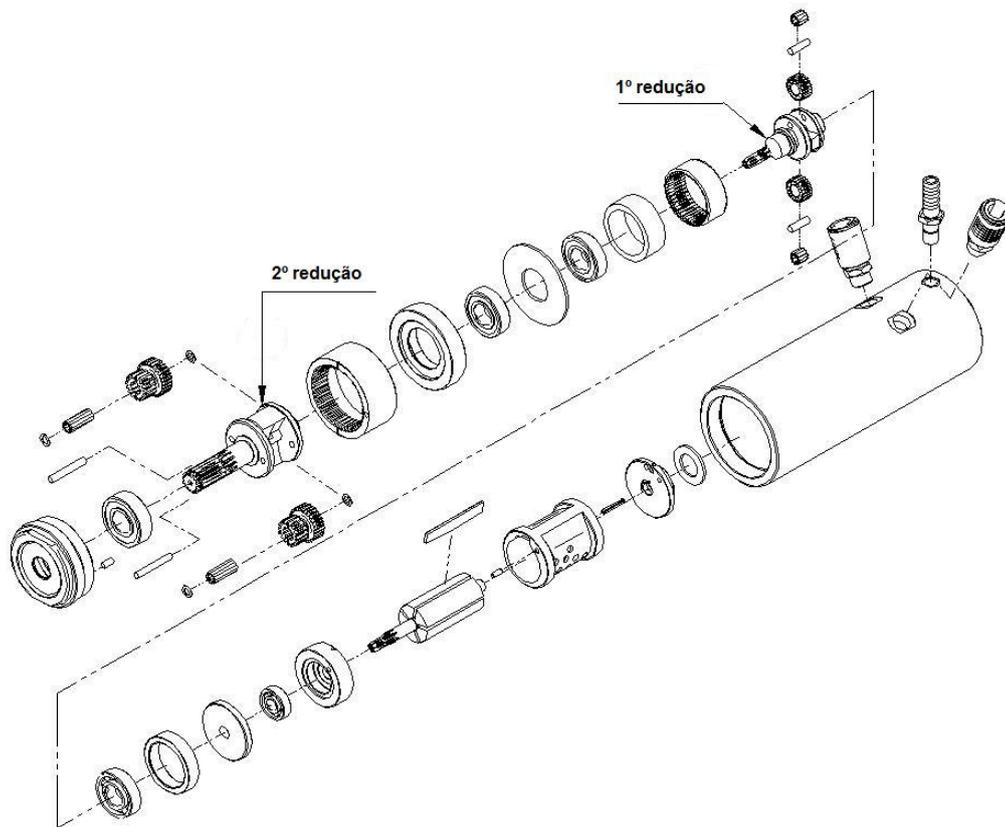


Figura 4.50: Desenho Explodido da 1º Proposta de Redução.

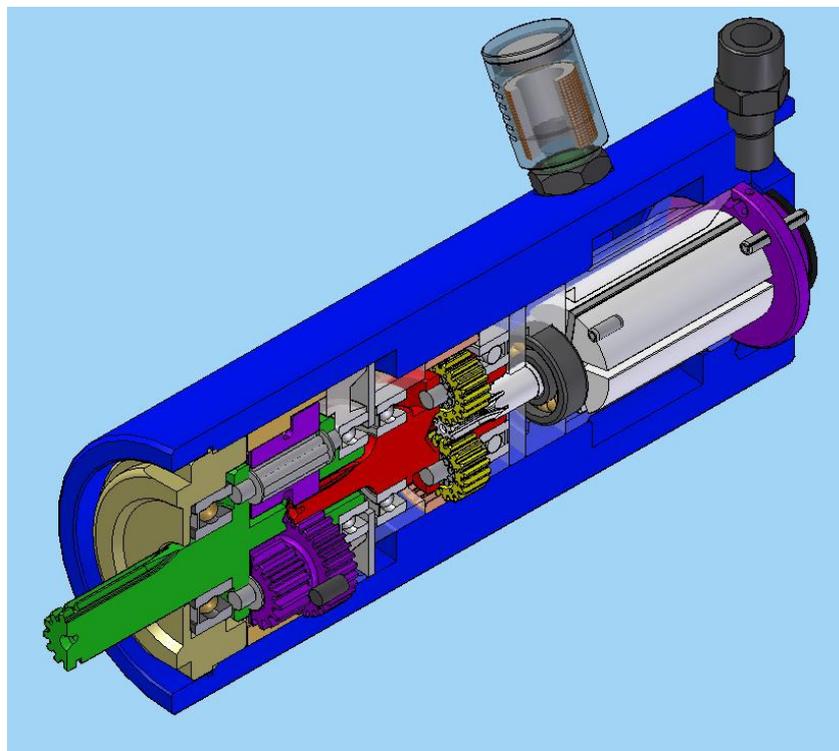


Figura 4.51: Desenho de Montagem Relativo a 1º Proposta de Redução.

As figuras 4.52 e 4.53 mostram os desenhos relativos a 2ª proposta do motor pneumático.

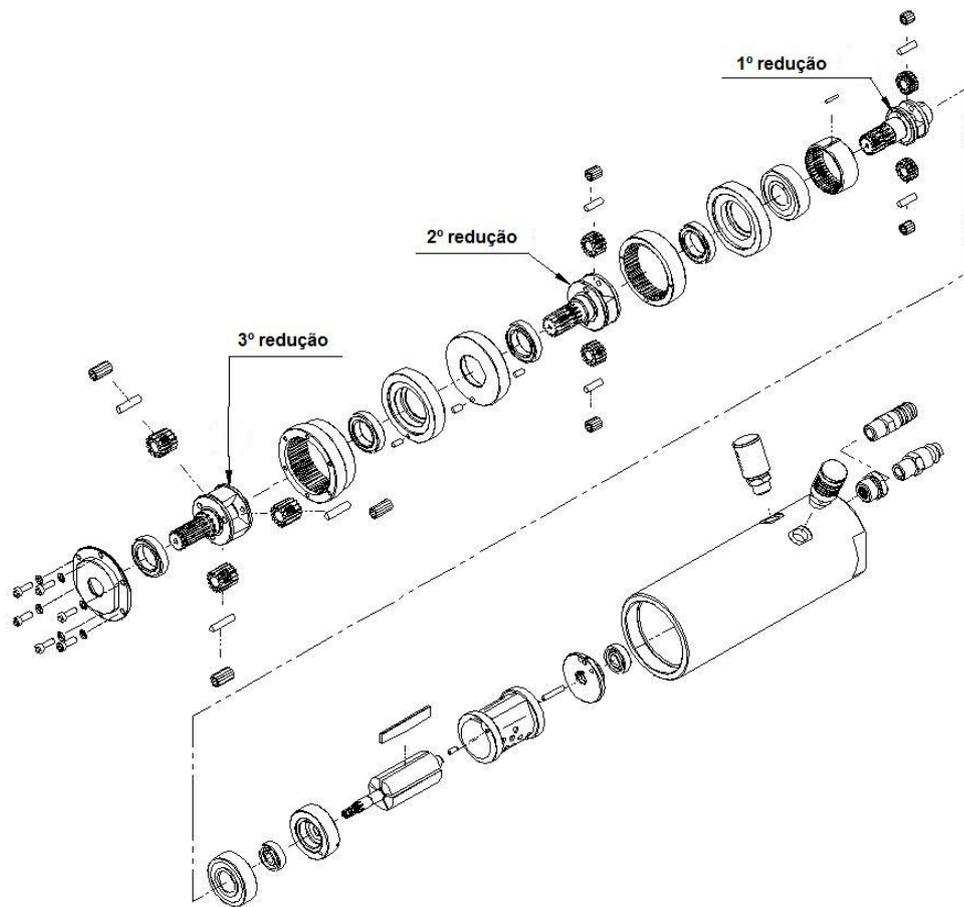


Figura 4.52: Desenho Explodido da 2ª Proposta de Redução.

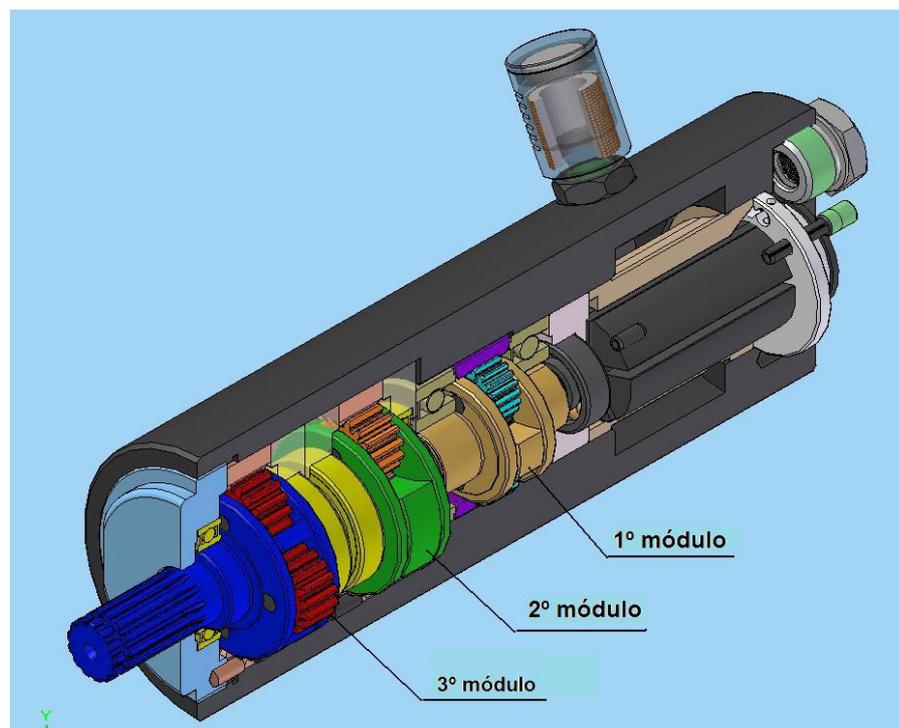


Figura 4.53: Desenho de Montagem Relativo a 2ª Proposta de Redução.

4.3.1.3 Dimensionamento da Corrente de Rolos

Através dos parâmetros da redução (i_2), da potência (P_2) e da rotação (n_2) do motor pneumático e dos valores de fator de serviço (F_S) e fator de multiplicidade (F_M), determina-se a especificação da corrente de rolos segundo a metodologia de cálculo baseada na norma ANSI B29-1. Os valores de redução (i_2), da potência (P_2) e da rotação (n_2) do motor pneumático são obtidos da tabela 4.6 e 4.8. Os fatores de serviço e de multiplicidade são obtidos das tabelas 4.11 e 4.12.

Tabela 4.11: Tabela Indicativa do Fator de Serviço. (fonte: ANSI B29-1)

Característica do Equipamento	Fator de Serviço
Carga Constante	1
Carga Impulsiva	1,3 a 1,4
Picos de Carga e Choque	1,7

Tabela 4.12: Tabela Indicativa do Fator de Multiplicidade (fonte: ANSI B29-1)

Corrente Múltipla (fileiras)	2	3	4	5	6	7	9	9	10
Fator de Multiplicidade (F_M)	1,7	2,5	3,3	3,8	4,3	4,9	5,5	6	6,5

Os valores especificados para o projetos de acordo com as tabelas 4.11 e 4.12 são:

- Fator de serviço (F_S) = 1
- Fator de Multiplicidade (F_M) = 1,7

A informação de especificação ASA é obtida da figura 4.54, entrando com os valores de potência (P_2) e rotação (n_2). Através da tabela 4.13 analisa-se a potência máxima permissível para a configuração, com base no numero de dentes da roda dentada menor, na rotação (n_2). O tipo de lubrificação adotada no projeto é manual, e os valores contidos na tabela 4.13 são para a potência máxima nessa condição.

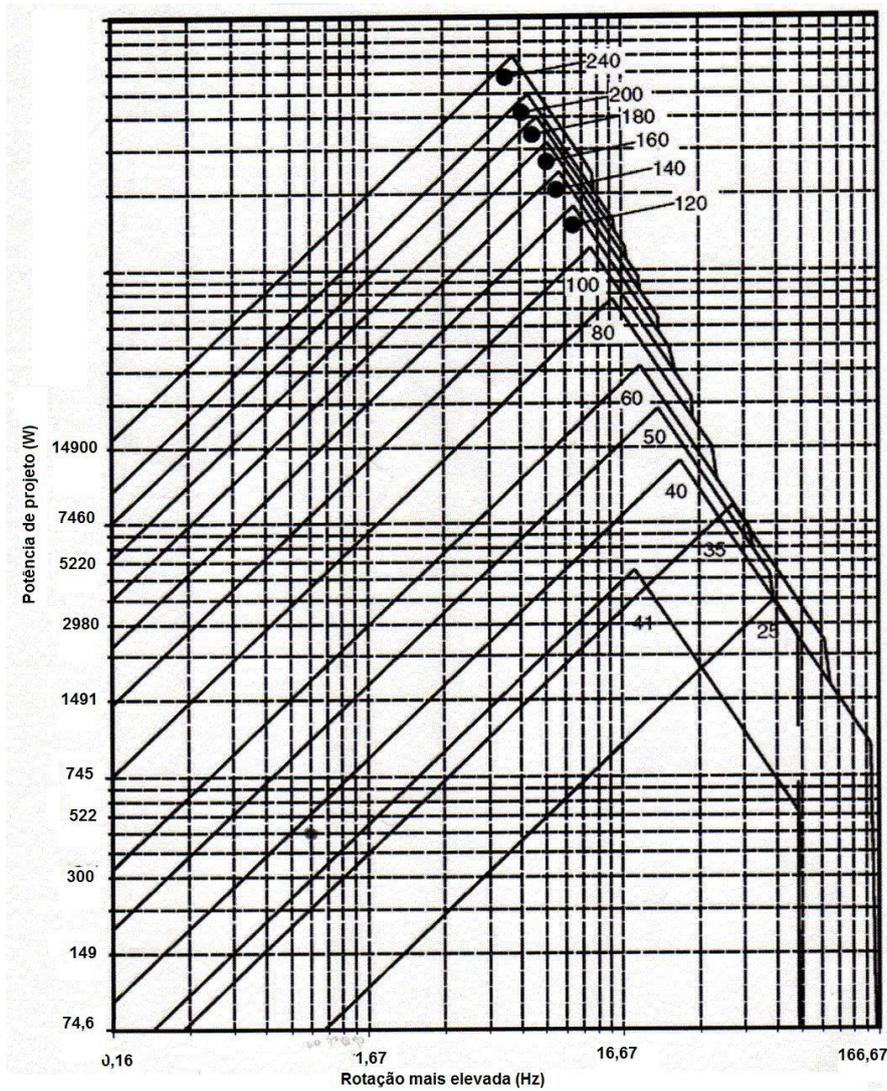


Figura 4.54: Ábaco para Determinar a Especificação da Corrente

Fonte: Jackon & Moreland (1966).

Tabela 4.13: Valores Máximos de Potência Permissíveis para Especificação ASA-40 (1/2")

Fonte: Oberg & Jones (1979)

Potência (hp)		rotação (Hz)		
		0,83	1,67	3,33
Número de dentes da roda dentada menor	9	261,0	484,7	693,5
	10	156,6	290,8	223,7
	11	320,7	596,6	865,0
	12	350,5	656,2	947,0
	13	387,8	715,9	1036,5
	14	417,6	775,5	1118,6
	15	447,4	835,2	1208,0
	16	484,7	894,8	1297,5
	17	514,5	962,0	1379,5

O dimensionamento da corrente é de acordo com as equações 17 a 23.

$$P_p = \frac{P_e \cdot F_s}{F_M} \quad (17)$$

$$d = \frac{p}{\text{sen} \left(\frac{180}{Z} \right)} \quad (18)$$

$$30 \cdot p \leq C' \leq 50 \cdot p \quad (19)$$

$$C' = d_2 + \frac{d_1}{2} \quad (20)$$

$$L' = 2 \cdot C' + \frac{Z_1 + Z_2}{2} \quad (21)$$

$$X' = \frac{L'}{p} \quad (22)$$

$$C = \frac{2 \cdot L - Z_1 - Z_2}{4} \quad (23)$$

A tabela 4.14 resume os parâmetros calculados de acordo com as equações 17 a 23 para as duas propostas referentes ao motor pneumático.

Tabela 4.14: Dimensionamento da Correntes pela Norma ANSI B29-1.

Variável		Unidade	1º proposta do motor	2º proposta do motor
relação de transmissão	i		1,5	1,5
potência de entrada	Pe	W	817,0	810,0
rotação de entrada	n1	Hz	2,6	2,0
rotação de saída	n2	Hz	1,7	1,3
fator de serviço	Fs		1	1
quantidade de corrente	N		2	2
fator de multiplicidade	Fm		1,7	1,7
potência de projeto	Pp	W	480,6	476,5
especificação (ANSI/ASA)			40	40
Passo	p	mm	12,7	12,7
n° dentes roda menor	z1		10	10
n° dentes roda maior	z2		15	15
tipo de lubrificação				
diâmetro da roda menor	d1	mm	41,1	41,1
diâmetro da roda maior	d2	mm	61,1	61,1
distância entre eixos aproximado	C'	mm	81,6	81,6
comprimento aproximado	L'	mm	175,8	175,8
número de elos (fracionário)	X'		13,8	13,8
número de elos (inteiro)	X'		14	14
Comprimento	L	mm	178	178
distância entre eixos	C	mm	83	83

4.3.2 Análise Estrutural

A análise estrutural do projeto contempla os cálculos para dimensionamento dos componentes do conjunto do sistema de rolos. Os principais esforços são resultados da pressão de contato do rolo de tração superior com o pneu do veículo e do torque proveniente do motor pneumático, transmitido pela corrente de rolos ao eixo de tração do rolo superior. Esse torque é absorvido pelos parafusos que ligam o eixo de tração ao rolo superior, fazendo com que os parafusos estejam sujeitos a tensões de cisalhamento e o eixo a tensões de torção, como mostram as figuras 4.55 e 4.56.

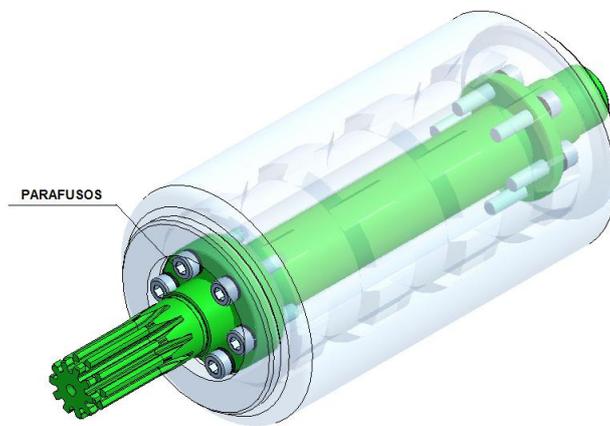


Figura 4.55: Ligação entre o Eixo de Tração e o Rolo Superior através de Parafusos.

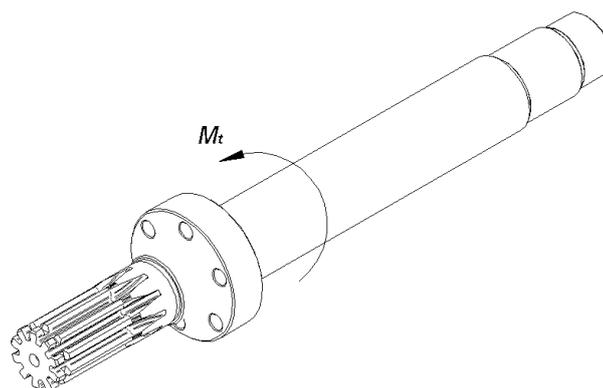


Figura 4.56: Esforço de Torção do Eixo Superior de Tração.

Para da tensão de cisalhamento no parafuso, a carga atuante será considerada o momento torsor (M_t) no raio de ação (r), que compreende o centro do eixo ao centro do parafuso, como mostra a equação 24.

$$\tau_p = \frac{M_t}{r \cdot n_p \cdot A_p} \quad (24)$$

O material dos parafusos obedece a norma ABNT EB-168, cuja classe padronizada é a 8.8. A tensão de resistência à tração para essa classe de parafusos varia de 600 a 800 MPa. O valor da tensão admissível de cisalhamentos será 2,2 vezes menor que a tensão de resistência a tração devido o tipo de solicitação, que nesse caso é pulsante, ou seja, 272 MPa. O momento torsor usado será o maior valor dentre as proposta apresentadas a tabela 4.8, ou seja, 257,7 N.m. Os parafusos tem o diâmetro externo de 5mm na rosca e são usados 6 parafusos. O valor calculado para a tensão cisalhante, de acordo com a equação 24, é aproximadamente 125 MPa.

O material usado nos eixos superior e inferior é o aço SAE 8620, que segundo Matweb (2009), apresenta uma composição química conforme a tabela 4.15 e propriedades mecânicas conforme a tabela 4.16.

Tabela 4.15: Composição química do aço SAE 8620 (% p/p).

	Ni	Cr	Mo	Mn	Cu	Al	Si	P	S	C	Fe
Mín.	0,40	0,40	0,15	0,70	0,09	0,019	0,15	≤	≤ 0,04	0,18	96,9
Máx.	0,70	0,60	0,25	0,90			0,35	0,035		0,23	98,02

Tabela 4.16: Propriedades mecânicas do aço SAE 8620.

Limite de Escoamento $\sigma_{0.2}$ (MPa)	Limite de Resistência σ_R (MPa)	Alongamento (%)	Redução de Área (%)	Dureza (HV)	Dureza (HB)
360	635	26%	60%	192	89

Para o cálculo da tensão de cisalhamento devido o momento torsor considera-se a equação 25, segundo Niemann (1971). O momento torsor (M_t) é o mesmo que atua no cálculo dos parafusos, proveniente da tabela 4.8, igual a 257,7 N.m. O valor do diâmetro para o cálculo é o menor diâmetro do eixo, 20 mm, conforme mostra a figura 4.57. O valor encontrado para a tensão de cisalhamento devido o momento torsor é de 164 MPa.

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_t} = \frac{M_t}{\frac{\pi \cdot d_e^3}{16}} \leq \tau_{t adm} \quad (25)$$

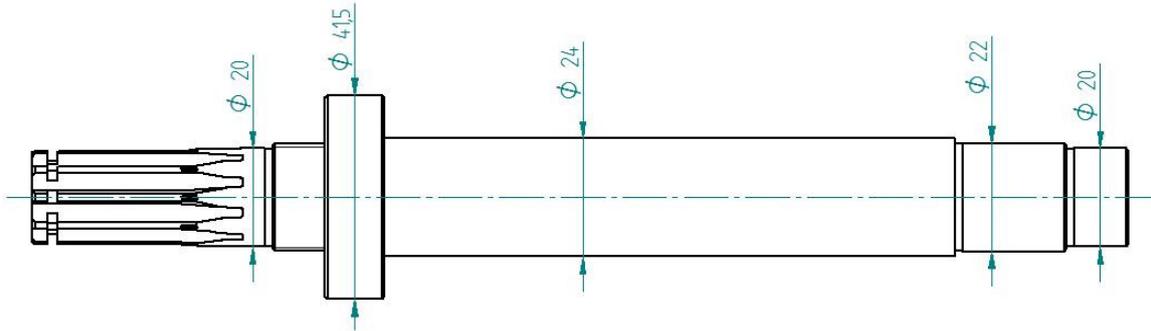


Figura 4.57: Diâmetros Adotados para o Eixo de Tração segundo o Cálculo de Torção.

Devido à pressão de contato do rolo superior com o pneu ou caso o veículo suba com o eixo em cima do sistema de rolos, o rolo superior distribui essa tensão através do contato com os rolos inferiores, que estando em contato com o solo, tendem a se afastarem um do outro. O fresado na ponta dos eixos inferiores, em contato com as chapas triangulares, é o que impede o movimento, provocando uma tensão cisalhante, como mostra a hachura na figura 4.58. O diagrama de esforços em função da carga atuante no sistema é apresentado na figura 4.59.

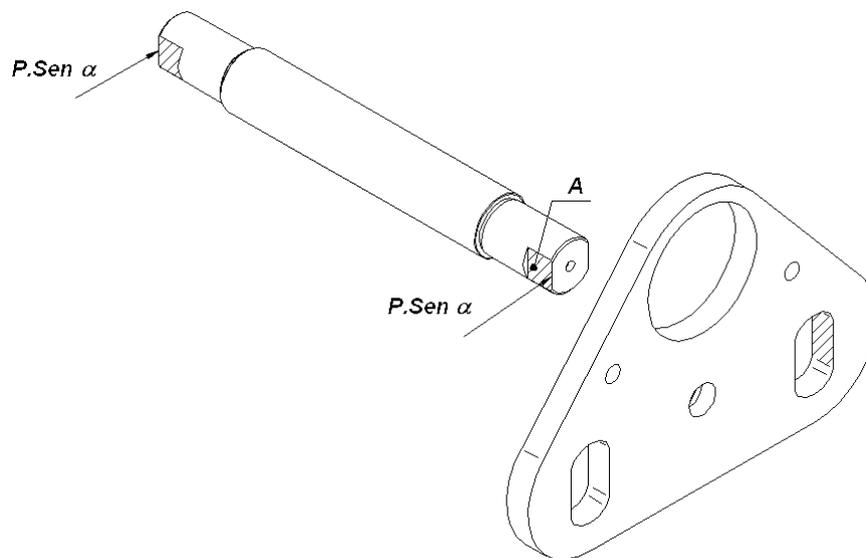


Figura 4.58: Pontos Críticos de Tensão nos Eixo Inferiores.

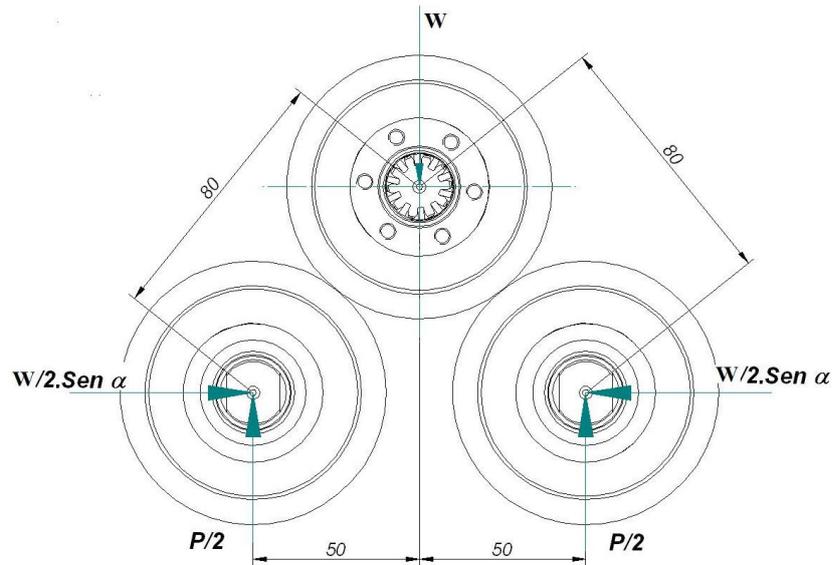


Figura 4.59: Diagrama de Esforços devido a Carga atuante no Sistema.

A equação 26 é usada para calcular a tensão de cisalhamento nos eixos inferiores, onde a área de contato dos eixos com as chapas laterais triangulares é mostrada na figura 4.58. Os eixos possuem os dimensionais conforme figura 4.60 e o diâmetro é igual a 20 mm, onde o eixo tem a menor seção. A carga (W) será determinada caso o veículo subir em cima da ferramenta com um dos pneu. O peso do veículo encontra-se na tabela 4.4. Supondo que o valor da carga seja distribuído em 4 rodas, o valor de P será 62500N. O valor encontrado para a tensão de cisalhamento nos eixos inferiores é de 127,4 MPa.

$$\tau_{\text{inf}} = \frac{W}{A_{\text{inf}}} = \frac{W}{\frac{\pi \cdot d_{\text{inf}}^2}{4}} \leq \tau_{s \text{ adm}} \quad (26)$$

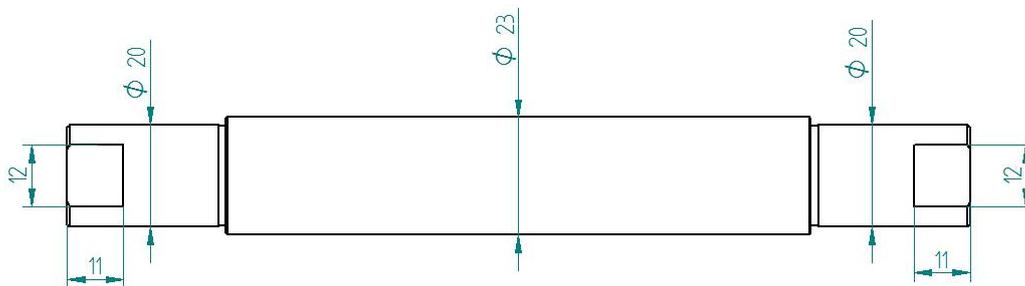


Figura 4.60: Dimensional dos Eixos Inferiores.

4.3.3 Construção do Protótipo

Nesta fase contruiu-se o protótipo, levando em consideração as diretrizes de projeto orientada a fabricação e montagem. Esta diretriz é composta por um conjunto de regras que traz ao projeto todas as considerações e preocupações relacionadas com a sua fabricação, estabelecendo uma ligação entre o projeto, o planejamento dos processos e a fabricação. Dentre essas regras, segundo Pahl et al. (2005), algumas foram usadas no projeto, como: utilização de peças padronizadas e compradas de terceiros, elaboração de documentação considerando a produção e seleção de materiais adequados aos processos. As diretrizes usadas no o projeto mostraram a sua eficácia, pois não houve problemas significativos de montagem. Tratando-se de projeto de máquinas, muitos problemas são evidenciados na fase da montagem. É um dos momentos onde é necessária a análise criteriosa nas tolerâncias dimensionais, geometrias que dificultam a montagem e nas alterações dimensionais devido a tratamentos térmicos. Essas observações podem ser modificadas no projeto dando campo a otimização do produto e dos processos de fabricação. Um dos recursos utilizados no processo de montagem da ferramenta é vista explodida dos componentes. A figura 4.61 exemplifica e mostra o desenho utilizado.

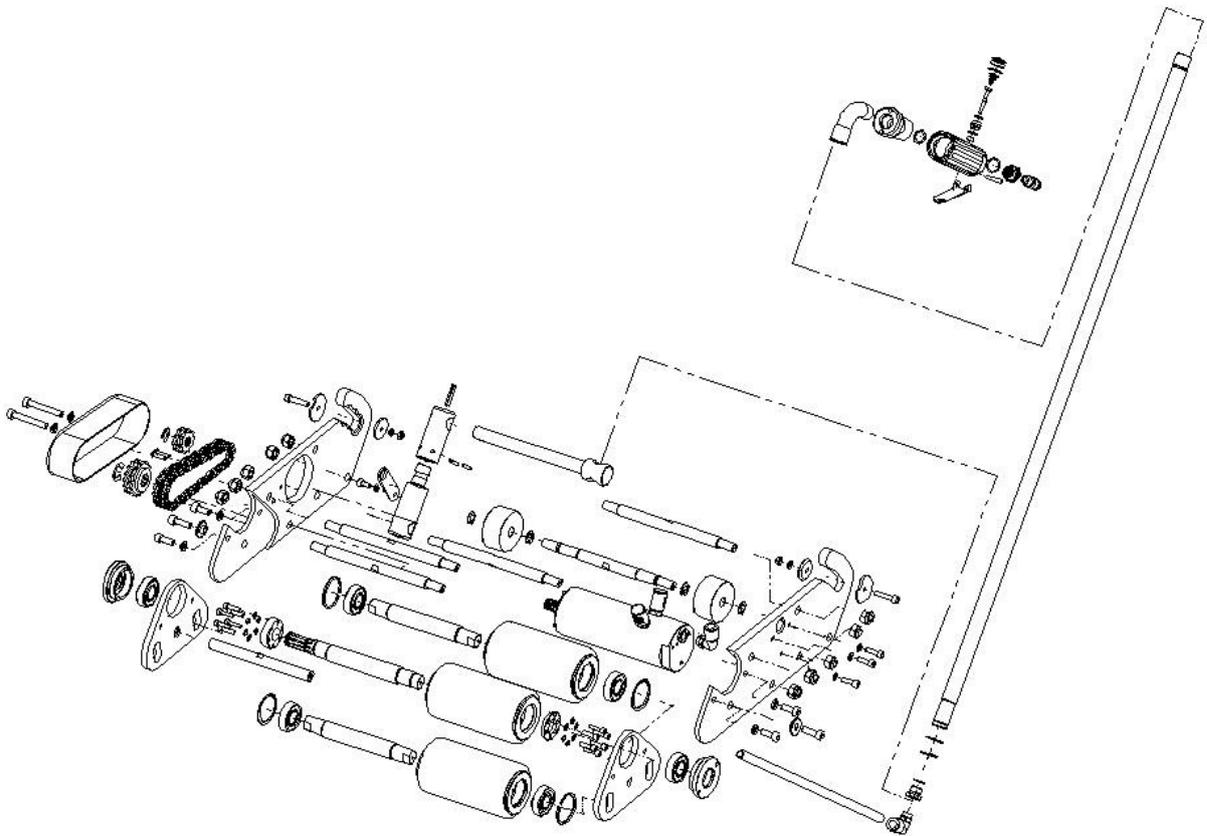


Figura 4.61: Vista Explodida da Ferramenta.

Os processos para obtenção dos modelos podem ser resumidos a usinagem em centros de torneamento para a maioria dos componentes, através das operações de torneamento e fresamento, pois foram projetados para essa finalidade. Geradoras de engrenagens foram utilizadas para compor as engrenagens motoras e planetas do sistema de transmissão planetário do motor pneumático e dos dentados dos eixos de saída do motor e de tração do rolo superior. Para a fabricação dos anéis dentados utilizou-se o processo de brochamento, bem como o dentado interno das rodas dentadas. As rodas dentadas são componentes padronizados, mas sofreram usinagem através do processo de brochamento para fazer os dentados internos, com a função de acoplar no eixo do motor e no eixo do rolo de tração superior. Uma forma mais simplificada e menos onerosa de obter o anel dentado é gerar o dentado em um modelo e, subtraí-lo através do processo por eletro-erosão.

Os componentes do motor e da transmissão planetária necessitam de tratamentos térmicos e superficiais, garantindo robustez e durabilidade ao motor pneumático. Esses tratamentos são basicamente compostos por cementação gasosa, têmpera e revenimento. Nesses componentes foi utilizado o aço SAE-8620, onde a estrutura do núcleo, dúctil, absorve as tensões geradas, e a camada de dureza, oriunda da cementação e do tratamento térmico, resiste ao desgaste e aos impactos. A composição química e as propriedades mecânicas do aço SAE-8620 estão nas tabelas 4.15 e 4.16. Os componentes do motor pneumático são os que têm as tolerâncias mais justas em uma ferramenta pneumática, pois indevidas folgas geram desperdício de ar comprimido e perda de rendimento. Para tal, é especificado com frequência o processo de retífica, garantindo a precisão de ajuste e montagem. As chapas laterais foram feitas de alumínio para reduzir o peso. Optou-se pela liga ASTM-7075-T6 devido à combinação de resistência mecânica, resistência a corrosão e ductilidade (Chiaverini, 1978). A composição química e as propriedades físicas para a liga de Alumínio ASTM-7075-T6 são apresentadas nas tabelas 4.17 e 4.18. Os processo de fabricação usados para a sua obtenção foram a usinagem à laser, fresamento e furação.

Tabela 4.17: Composição química do aço ASTM-7075 T651 (% p/p). Fonte: Matweb (2009).

	Al	Cr	Cu	Fe	Mg	Mn	Si	Ti	Zn	outros
Mín.	87,1	0,18	1,2 a	≤ 0,5	2,10	≤ 0,3	≤ 0,4	≤ 0,2	5,10	≤ 0,15
Max.	91,4	0,28	2,0		2,9				6,10	

Tabela 4.18: Propriedades físicas e mecânicas do alumínio ASTM-7075 T651. Fonte: Matweb (2009).

Limite de Escoamento (MPa)	Limite de Resistência (MPa)	Alongamento (%)	Módulo de Elasticidade (GPa)	Densidade
462	524	11%	71,7	2,81

Os componentes da transmissão planetária relativos à primeira proposta de motor pneumático, contendo os dois módulos da transmissão e o anel dentado do segundo módulo, são mostrados na figura 4.62. Através da figura 4.63 pode ser evidenciada a construção do protótipo.



Figura 4.62: Peças da Transmissão Planetária da 1ª proposta do Motor Pneumático.



Figura 4.63: Protótipo pronto para a Análise dos Resultados.

4.4 Tendências Evolutivas

O objetivo é aperfeiçoar o projeto através da análise baseada na experiência anterior, interagindo em todas as instâncias das fases do projeto e propondo processos mais eficazes de projeto e fabricação. Desta maneira, identificaram-se alguns tópicos passíveis de melhoria:

- Criação de etiquetas de advertência e segurança, constando o perigo de algum objeto preso ao corpo do operador enroscar nos rolos;
- Projetar uma chapa de proteção para o sistema de rolos fixa a carcaça, para evitar acidentes;
- Estudar um sistema para integrar o conjunto motopropulsor dentro do rolo de tração, praticamente transformando a ferramenta em um chassi triangular;
- Estudar a viabilidade de mudança nos processos de fabricação da capa protetora, fabricando-a pelo processo de conformação a frio;
- Efetuar os cálculos dimensionais que não foram abordados no trabalho, otimizando os componentes de todos os sistemas da ferramenta.

5 RESULTADOS

Os resultados foram obtidos mediante o teste dos protótipos. Primeiramente, realizou-se o teste em bancada para verificar o atendimento aos parâmetros de projeto, que constam na tabela 4.4. Foram medidos o torque, a rotação e ruído no motor pneumático e os valores obtidos demonstraram a eficácia dos cálculos realizados para o dimensionamento do motor pneumático, atendendo os parâmetros. Após, foram realizados os testes em campo para analisar o comportamento dinâmico e a durabilidade da ferramenta, a fim de fornecer subsídios para análise de continuidade do projeto, propondo alterações, quando necessário. A figura 5.1 mostra a realização de teste em campo, onde a ferramenta está movimentando uma carroceria rodoviária em uma linha de produção.



Figura 5.1: Realização de Teste em Campo.

O teste do protótipo contendo a primeira proposta, de menor torque conforme a tabela 4.8, apresentou desempenho satisfatório até onde os parâmetros de projeto o embasavam, conforme a tabela 4.4. Porém, em veículos de maior massa, 27000 kg, em condições de teste fora dos parâmetros especificados na tabela 4.4, o protótipo não obteve êxito na movimentação de veículos e carrocerias. Assim, optou-se pelo teste do protótipo contendo a segunda proposta de motor pneumático com maior torque, conforme a tabela 4.8, no intuito de fazer a máquina movimentar esses veículos. O protótipo obteve êxito na operação, mas houve quebra de componentes da transmissão planetária do motor pneumático devido à sobrecarga, conforme mostra a figura 5.2.



Figura 5.2: Quebra dos Componentes da Transmissão Planetária.

A quebra aconteceu no terceiro módulo redutor. Apesar da quebra dos componentes terem acontecido pelo esforço acima dos parâmetros especificados na tabela 4.4, foi desenvolvido outro material que tivesse propriedades mecânicas superiores a aço SAE-8620. Nessa análise, se optou pelo aço SAE-4340 para o último módulo redutor devido a maior resistência mecânica que o aço 8620, como mostra a tabela 5.1 (Matweb, 2009). Outro subsídio encontrado para solucionar o problema foi o aumento na largura das engrenagens da engrenagens do terceiro módulo em 50%, visando a melhor distribuição das tensões. Novamente o protótipo foi levado a campo e exaustivamente testado, conforme mostra a figura 5.3 e não houve a quebra da transmissão planetária.

Tabela 5.1: Propriedades mecânicas do aço SAE 4340.

Limite de Escoamento $\sigma_{0.2}$ (MPa)	Limite de Resistência σ_R (MPa)	Alongamento (%)	Redução de Área (%)	Dureza (HV)	Dureza (HB)
862	1282	12,2%	36,3%	384	100



Figura 5.3: Estado Geral do Protótipo depois de Teste em Campo.

6 CONCLUSÕES

De acordo com a expectativa do objetivo geral do trabalho, o estudo de caso permitiu o desenvolvimento de uma solução alternativa aos processos atuais na indústria de implementos rodoviários para realizar a movimentação de veículos e carrocerias nas linhas de montagem através da energia pneumática. A solução encontrada foi delineada através do desenvolvimento de uma ferramenta pneumática, que mostrou ser uma forma compacta e eficiente para realização do processo, agregando vantagens em relação aos usuais: não poluiu o meio ambiente com gases tóxicos, possibilita a flexibilidade celular no ambiente fabril, não precisa de outros equipamentos ou instalações, visto que o ar comprimido já está disponível. A solução desenvolvida não foi evidente e resultou em uma característica diferenciada de ferramenta devido a inexistência de solução similar, propondo uma solução inovadora.

Em relação a um dos objetivos específicos, foi desenvolvido um conceito de ferramenta pneumática para satisfazer os parâmetros do processo. Esse conceito foi desenvolvido a partir de estudos envolvendo o veículo e a utilização da energia pneumática através de um motor. Faltava uma maneira de estabelecer uma funcionalidade entre o veículo e o motor. Através da geração de conceitos pode se estabelecer essa ligação, através de rolos dispostos triangularmente, que giram e deslocam a ferramenta à frente e quando entram em contato com o pneu do veículo, deslocam-no também à frente. O fator preponderante nesta fase foi a criatividade na proposição de idéias para o desenvolvimento dos sistemas necessários, de forma a garantir o funcionamento do equipamento. Concluiu-se que diversos sistemas estavam envolvidos na geração desse conceito, e que a princípio, eram um resumo de elementos de máquinas aplicados em um uso específico. No entanto, notou-se certa dificuldade em encontrar referências bibliográficas que sejam mais aprofundadas em ferramentas pneumáticas, dificultando o projeto do motor. Com relação aos parâmetros do processo, conclui-se que, aqueles relacionados às medidas do pneu, foram os mais importantes para a definição do conceito.

Após a definição da forma da ferramenta, outro objetivo específico do trabalho foi a modelagem dos componentes utilizando a tecnologia de apoio ao projeto orientado por computador. Os resultados obtidos são amplamente demonstrados no trabalho, principalmente no capítulo 4. Conclui-se que a ferramenta computacional é atualmente indispensável ao projeto mecânico, pois tem-se o modelo em três dimensões, podendo compor ambiente de montagem, verificar interferências geométricas, gerar desenhos de produção a partir dos modelos, minimizando drasticamente o tempo de projeto e os erros de desenho. As situações desejadas no

ambiente da engenharia é poder interligar as informações do modelo à análise dimensional, através da diretriz de projeto conhecida como “projeto orientado à engenharia”. Não foi objetivo deste trabalho a análise das solicitações impostas à ferramenta por elementos finitos. Contudo, pode ser objeto de futuros estudos.

Com relação a construção e ao projeto da ferramenta, foi realizado durante o desenvolvimento do projeto executivo, onde se dimensionou os componentes do sistema de rolos e do motor pneumático. Obtiveram-se muitas confirmações, que vieram posteriormente através da construção e teste do protótipo, das informações disponibilizadas pelos autores referenciados no trabalho. Essas confirmações serviram de parâmetro para a análise do dimensionamento do motor de palhetas e do sistema de transmissão planetário. O resultado foi a comprovação das equações desenvolvidas para o cálculo do motor pneumático serem condizentes com a realidade, embora não se saiba se possa ser aplicável a diferentes configurações de motores, como por exemplo, um motor com mais palhetas ou com dimensões diferentes, não podendo estabelecer um limite de adequação ao modelo matemático proposto. Relativo à construção, abordou-se os principais processos através de uma visão genérica. A atenção especial foi dada ao motor pneumático e ao sistema de rolos, visto serem os componentes diferenciais da ferramenta.

Como último objetivo a ser alcançado, o teste da ferramenta evidenciou os limites especificados no projeto. Conclui-se que a primeira proposta é viável na movimentação de veículos até 25 toneladas de massa e a segunda proposta atende a movimentação de veículos mais pesados, até 27 toneladas. Frente às ressalvas levantadas em campo, pode-se dizer que o produto atendeu os parâmetros do processo com sucesso.

Finalizando, após a conclusão dos objetivos especificados no trabalho, é que este sirva de subsídio e fonte de informações para àqueles que queiram desenvolver estudos em áreas correlatas, seja no desenvolvimento específico de uma ferramenta pneumática ou na área de desenvolvimento de produto e que as tendências evolutivas identificadas sirvam de propostas para futuros trabalhos.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AMERICAN NATIONAL STANDARD INSTITUTE. *B29.1M. Precision Power Transmission Roller Chains, Attachments And Sprockets*. 1993.

ASSOCIAÇÃO NACIONAL DOS FABRICANTES DE VEÍCULOS AUTOMOTORES. *Anuário da Indústria Automobilística Brasileira*. 2009. Disponível em: < <http://www.anfavea.com.br/anuario2009/indice.pdf> >. Acessado em 22/07/2009.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. *EB-168: Propriedades mecânicas de elementos de fixação - Parafusos e prisioneiros*. Rio de Janeiro, 1991.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. *NBR NM251: Pneus novos de camionetas e seus derivados, ônibus, caminhões e seus rebocados - Requisitos, métodos de ensaio e ressulcagem*. Rio de Janeiro, 2001.

ATLAS COPCO, *Manual do Ar Comprimido*. São Paulo: McGraw-Hill, 1976.

ATLAS COPCO. *Air Motor Program Version 1.1*. [1995] 1 CDROM. Windows.

ATLAS COPCO. *Pocket Guide Air Motors*. Suécia, 2003.

BAXTER, M. *Projeto de Produto: guia prático para o design de novos produtos*. 2. ed. São Paulo: Edgar Blücher, 2000.

BOSH, R. *Ferramentas Pneumáticas: 75 perguntas e respostas*. São Paulo, 2008. Disponível em: < http://www.bosch.com.br/br/ferramentas_pneumaticas/produtos/downloads/75_perc_resp_pneumaticas >. Acessado em 22/07/2009.

CHIAVERINI, Vicente. *Tecnologia Mecânica*. São Paulo: McGraw-Hill, 1978. v. 2.

FEDERAÇÃO NACIONAL DE DISTRIBUIÇÃO DE VEÍCULOS AUTOMOTORES, *Relatório Semestral da Distribuição de Veículos no Brasil em 2008*. Disponível em: <http://www.tela.com.br/dados_mercado/Anual%20e%20Semestral/semestral2008.pdf>. Acessado em 22/07/2009.

GIL, Antonio Carlos. *Como elaborar projetos de pesquisa*, 4. ed. São Paulo: Atlas, 2008.

GILLESPIE, T D. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Pensilvânia: Society of Automotive Engineers. 1992.

GUERRA, *Semi-reboque Rodotrem Articulado Graneleiro*. Disponível em: < http://www.aguerra.com.br/_uploads/produtos/guerra/download/portugues/Rodotrem%20Graneleiro.pdf>. Acessado em 22/07/2009.

HOUGAZ, Augusto B. *Análise probabilística de durabilidade aplicada a veículos de transporte de carga rodoviária*. 2005. Tese de Doutorado (Escola Politécnica) – Universidade de São Paulo, São Paulo. 2005.

INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, NORMALIZAÇÃO E QUALIDADE INDUSTRIAL. *NIE-DQUAL-044: Regra específica para pneus novos de automóveis, caminhões e ônibus*. Rio de Janeiro, 2000.

JACKSON & MORELAND; ASSOCIATION OF ROLLER AND SILENT CHAIN MANUFACTURERS. *Design manual for roller and silent chain drives, prepared for Association of Roller and Silent Chain Manufacturers*. Boston: Association of Roller and Silent Chain Manufacturers, 1955.

JUNG, C. F. *Metodologia para pesquisa & desenvolvimento: aplicada a novas tecnologias, produtos e processos*. Rio de Janeiro: Axcel Books, 2004.

KOTLER, Philip. *Administração de Marketing*. São Paulo: Prentice Hall, 2000.

KOTLER, Philip. *Administração de Marketing: Análise, Planejamento e controle*. São Paulo: Atlas, 1991.

LAKATOS, E. M.; MARCONI, M. A. *Metodologia do Trabalho Científico*. 7. ed. São Paulo: Atlas, 2009.

MARCOPOLO. *Ônibus Rodoviário G6 Paradiso 1800DD*. Disponível em: <<http://www.marcopolo.com.br/website>>. Acessado em 22/07/2009.

MATWEB. *Material Property Data*. 2009. Disponível em: <<http://www.matweb.com/>>

NIEMANN, Gustav. *Elementos de Máquina*, 6. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1971.

NORMA REGULAMENTADORA. *NR 15 - ATIVIDADES E OPERAÇÕES INSALUBRES*. Brasil, 1978.

NORTON, Robert L. *Projeto de Máquinas*. 2. ed. São Paulo: Bookman, 2004.

OBERG, E.; Jones, F. D.; HORTON, H. L. *Manual Universal da Técnica Mecânica*. 20 ed. São Paulo: Hemus, 1979.

PAHL, G. et al. *Projeto na Engenharia: fundamentos do desenvolvimento eficaz de produtos, métodos e aplicações*. 6. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2005.

PAHL,G; BEITZ, W. *Engeneering Design: A Sistematic Approach*. 2. ed. Londres: Springer Verlag, 1996.

PERES, Gustavo. *Uma metodologia para simulação e análise estrutural de veículos e transporte de carga*. 2006. Dissertação (Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre. 2006.

PROJECT MANAGEMENT INSTITUTE. *PMBOK: Um guia do conjunto de conhecimentos em gerenciamento de projetos*. 3 ed. Newton Square, 2004.

PROJECT MANAGEMENT INSTITUTE. *Project Management Body of Knowledge, traduzida para o português pelo PMI-MG*, Minas Gerais, 2000.

ROMANO, L. N. *Modelo de Referência para o Processo de Desenvolvimento de Máquinas Agrícola*. 2003. 321p. Tese de Doutorado (Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis. 2003.

SHIGHLEY, J. E.; Mischke, C. R.; BUDYNAS, R. G. *Projeto na Engenharia Mecânica*. 7. ed. Nova Iorque: McGraw Hill, 2004.

SOUZA, Zulcy. *Dimensionamento de máquinas de fluxo*. São Paulo: Edgar Blucher, 1991.

STEWART, Harry L. *Pneumática E Hidráulica*. 3. ED. São Paulo: Hemus, 1981.

STRANK, A. *Ergonomics: functional design for the catering industry*. London: Edward Arnold Publishers, 1971.

VALERIANO, D. L. *Gerência em Projetos: pesquisa, desenvolvimento e engenharia*. São Paulo: Makron Books, 1998.

VARGAS, Ricardo Viana. *Gerenciamento de Projetos na Gestão Pública*. 2000. Disponível em: < <http://www.pmdome.com/download/gp%20adm%20publica.pdf> >. Acessado em 28/07/2009.